

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

PROYECTO FIN DE CARRERA



INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE ACS EN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN SALAMANCA



INDICE GENERAL

INDICE GENERAL	1
INDICE DE FIGURAS	3
INDICE DE TABLAS	4
1. INTRODUCCIÓN	5
2. OBJETIVO DEL PROYECTO	9
3. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO	10
3.1. OCUPACIÓN DEL EDIFICIO	11
3.2. UBICACIÓN DE LOS PANELES	11
3.3. CONSUMO DE ACS	12
3.4. CAUDAL DE CONSUMO MEDIO ANUAL	13
3.5. FRACCIÓN SOLAR MÍNIMA	13
3.6. CALOR NECESARIO MEDIO ANUAL	14
3.7. CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ACS	15
4. DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES SOLAR, AUXILIAR Y DE APOYO	16
4.1. CIRCUITO SOLAR	17
4.1.1. FLUIDO PORTANTE	18
4.1.2. COLECTORES SOLARES	21
4.1.3. DIMENSIONADO DE LA SUPERFICIE DE LOS PANELES SOLARES	22
4.1.4. DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN DE ACS MENSUAL VALORANDO ÚNICAMENTE LAS PÉRDIDAS CONTEMPLADAS POR LA CURVA DE NORMALIZACIÓN	33
4.1.5. CÁLCULO DE LA INSTALACIÓN CON PÉRDIDAS DEBIDAS AL VIENTO	36
4.1.5.1. PÉRDIDAS EN LOS COLECTORES	37
4.1.5.2. PÉRDIDAS EN TUBERÍAS	44
4.1.6. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	59
4.1.7. CÁLCULO DE LA BOMBA DE CIRCULACIÓN	63
4.1.8. CÁLCULO DEL VASO DE EXPANSIÓN	69
4.1.9. TUBERÍAS	71
4.1.10. AISLANTE	73



4.2. CIRCUITO AUXILIAR	74
4.2.1. DISEÑO DEL ACUMULADOR SOLAR	74
4.2.2. CÁLCULO DE LA BOMBA DE CIRCULACIÓN	75
4.3. CIRCUITO DE APOYO	78
4.3.1. DISEÑO DEL TANQUE DE ACUMULACIÓN	79
4.3.2. DIMENSIONAMIENTO DE LA CALDERA	81
5. ANÁLISIS ECONÓMICO	83
5.1. PRESUPUESTO	84
5.2. SUBVENCIONES	86
5.3. PERÍODO DE AMORTIZACIÓN	90
6. ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL	93
6.1. ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES	93
6.2. AHORRO DE COMBUSTIBLE	94
6.3. EMISIONES DE CO ₂ EVITADAS	95
7. CONCLUSIONES	98
8. ANEXOS	99
9. BIBLIOGRAFÍA Y DOCUMENTACIÓN	123



INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Evolución de las emisiones de gases de efecto invernadero en España [1]	5
Figura 2: Reservas mundiales de los combustibles fósiles [1]	6
Figura 3: Consumo de energía primaria 2007 [2].....	7
Figura 4: Estructura de la generación eléctrica en España 2007 [2].....	7
Figura 5: Mapa de zonas climáticas [3]	14
Figura 6: Esquema del funcionamiento de la instalación.....	16
Figura 7: Esquema del circuito solar (primario).....	17
Figura 8: Temperatura de congelación vs porcentaje neto en peso [5].....	18
Figura 9: Conexión de captadores en paralelo [7]	21
Figura 10: Porcentaje de energía respecto al máximo como consecuencia de las pérdidas por orientación e inclinación mes [3]	24
Figura 11: Balance de energía en colectores	26
Figura 12: Balance de energía en el intercambiador de calor	28
Figura 13: Balance de energía en el depósito	30
Figura 14: Grado de estratificación del tanque.....	31
Figura 15: Fracción solar mensual.....	35
Tabla 14: Velocidad media del viento (km/h) en Salamanca [8]	37
Figura 16: Sección de un panel solar	37
Figura 17: Esquema de resistencias térmicas de los colectores	37
Figura 18: Disposición de tuberías en la Instalación [4].....	44
Figura 19: Disposición de tuberías exteriores en el edificio	45
Figura 20: Esquema de resistencias térmicas en las tuberías	45
Figura 21: Esquema de la instalación con pérdidas debidas al viento	52
Figura 22: Balance de energía en el campo de colectores.....	53
Figura 23: Balance de energía en el intercambiador de calor	53
Figura 24: Eficiencia en el intercambiador de calor	54
Figura 25: Fracción solar.....	54
Figura 26: Grado de estratificación del tanque.....	55
Figura 27: Temperatura de estratificación del tanque.....	55
Figura 28: Fracción solar mes a mes sin viento y con viento.....	58
Figura 29: Diagrama de Moody [9]	67
Figura 30: Distribución de las tuberías exteriores en el edificio	72
Figura 31: Esquema del circuito de apoyo	78
Figura 32: Evolución del VAN en nuestra instalación	92



INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Ocupación en un edificio de viviendas multifamiliares [3].....	11
Tabla 2: Demanda diaria de ACS a 60 °C [3].....	12
Tabla 3: Número medio de horas diarias de sol útiles para captadores orientados aproximadamente al ecuador e inclinados con ángulo igual a la latitud [4].....	13
Tabla 4: Contribución solar mínima anual en % según la zona climática [3]	13
Tabla 5: Demanda mensual de ACS (MJ/día)	15
Tabla 6: Altitud, latitud, longitud y temperatura mínima histórica [4].....	18
Tabla 7: Constantes que dan lugar a las propiedades del fluido [6]	19
Tabla 8: Energía en MJ que incide sobre un metro cuadrado de superficie horizontal en un día medio de cada mes [4]	22
Tabla 9: Factor k, latitud 41° [4].....	23
Tabla 10: Pérdidas límite mes [3]	24
Tabla 11: Resultados de los cálculos anuales teniendo en cuenta únicamente las pérdidas contempladas por la curva de normalización.....	32
Tabla 12: Datos necesarios para el cálculo mensual valorando únicamente las pérdidas contempladas por la curva de normalización.....	34
Tabla 13: Resultados mensuales de los cálculos valorando únicamente las pérdidas contempladas por la curva de normalización.....	35
Tabla 15: Propiedades del fluido que circula por la tubería fría y caliente	46
Tabla 16: Resultados de las resistencias térmicas	57
Tabla 17: Datos necesarios para la resolución del sistema de ecuaciones	57
Tabla 18: Resultados del cálculo con pérdidas debidas al viento.....	57
Tabla 19: Propiedades del propilenglicol y del agua	60
Tabla 20: Constantes necesarias para el cálculo del factor de fricción [9]	65
Tabla 21: Pérdidas del circuito primario [9]	68
Tabla 22: Tabla de equivalencia de presiones	76
Tabla 23: Presupuesto del circuito solar	84
Tabla 24: Presupuesto del circuito auxiliar	84
Tabla 25: Presupuesto del circuito de apoyo	85
Tabla 26: Presupuesto para la conducción	85
Tabla 27: Cuantía de las subvenciones [10].....	89
Tabla 28: Energía solar útil mensual y promedio anual.....	90
Tabla 29: Beneficio anual acumulado.....	92
Tabla 30: Ahorro de combustible	94
Tabla 31: Composición del gas natural [11]	95
Tabla 32: Moles en la composición del gas natural [11]	96
Tabla 33: Emisiones de CO ₂ evitadas.....	97



1. INTRODUCCIÓN

Desde la primera revolución industrial la sociedad mundial no ha dejado de evolucionar y crecer, abandonando el uso de la mano de obra como fuente de energía, pasando a emplear fuentes de energía más efectivas. La fuerte industrialización de los países y el crecimiento demográfico, han llevado a un uso desmesurado de los recursos con el fin de obtener y mantener fuentes de energía, sirviendo como botón de muestra los siguientes datos:

- La población mundial ha pasado de 3000 millones de habitantes hace 70 años a tener 6700 millones en la actualidad, esperando llegar a los 9000 millones en el 2050.
- El PIB mundial ha pasado de 4 billones de euros en 1950 a los 42 billones en año 2007.

En contraste con este crecimiento económico y demográfico desmesurado, el medio ambiente se ha deteriorado. Estas tendencias alteran nuestra relación con el medio ambiente, provocando daños irreparables en muchos casos, pero algo que sigue siendo inalterable es nuestra relación de dependencia hacia nuestro entorno y sus recursos. Y son los recursos naturales los que sustentan nuestras sociedades y economías, por lo que hay que encaminarse hacia un futuro de mayor respeto medio ambiental que no impida el incesante crecimiento.

Ante los evidentes casos de deterioro del medio, en 1997 se firmó el Protocolo de Kioto, que establece un calendario de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI), en función de las emisiones de cada país. La Unión Europea en su conjunto debe reducirlas un 8% en 2012 respecto a las emisiones de 1990. El caso de España en este aspecto es preocupante, ya que se encuentra lejos de cumplir tal objetivo ya que sólo en el 2006 consiguió reducir las emisiones.

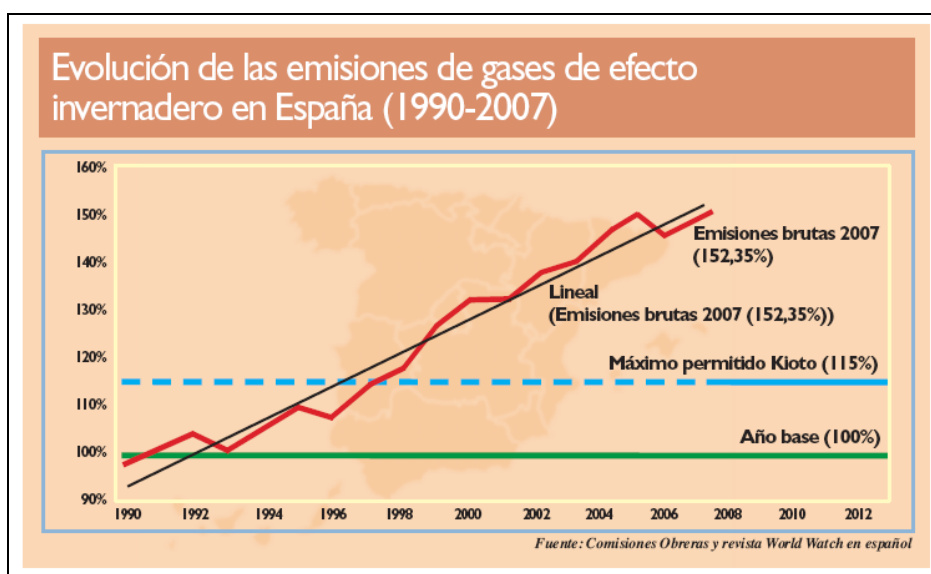


Figura 1: Evolución de las emisiones de gases de efecto invernadero en España [1]

Otro de los factores claves en el entorno energético actual, a parte de los efectos medioambientales, es la disponibilidad de los recursos, lo cual afecta directamente al desarrollo de las naciones.

La gran dependencia actual de los combustibles fósiles se está viendo en peligro debido al incremento del consumo de combustibles fósiles, su escasez y agotamiento como recurso, dificultad de extracción así como la problemática política que genera, está conllevando un cambio en la gestión de la energía en la sociedad que cada vez se encamina más a un consumo más racional y hacia otras fuentes de energía.

No son pocas las voces que empiezan a avanzar una gran crisis mundial debido a esta dependencia, en vistas a un agotamiento prematuro de los recursos de las fuentes de origen fósil. Por tanto, se hace más acuciante la necesidad de enfocar el desarrollo tecnológico hacia fuentes menos contaminantes y con menor dependencia del exterior.

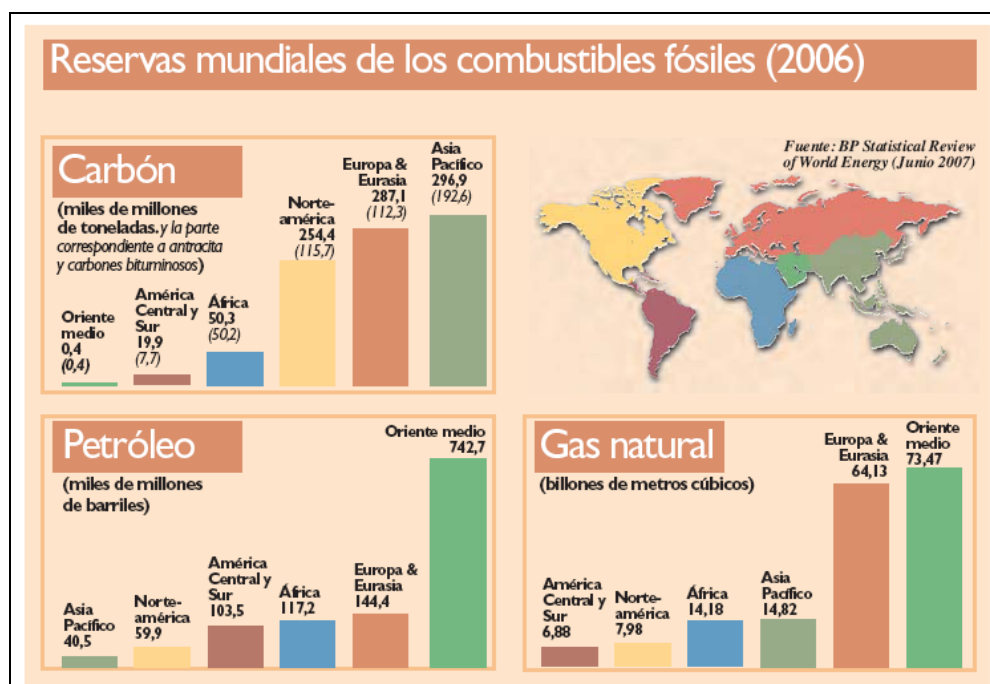


Figura 2: Reservas mundiales de los combustibles fósiles [1]

Esta problemática de disponibilidad y dependencia hacia los recursos fósiles, en el caso de España se convierte en un gran “handicap” al tener una gran dependencia del exterior. Esta dependencia energética del exterior se cifra según el Ministerio de Industria en un 85%, ya que España carece de combustibles fósiles.

Tanto desde un punto de vista internacional como desde el punto de vista nacional, es claramente necesaria una fuerte apuesta por las energías renovables, que en gran medida reducirían las emisiones de agentes nocivos al medio ambiente así como la reducción de la dependencia de los combustibles fósiles.

Esto cobra aún más interés en países con escasos recursos energéticos como es España, país que sí posee abundantes recursos energéticos y renovables como son la eólica y la solar. Esta iniciativa hacia un mayor aprovechamiento de estas energías queda claro en datos del Ministerio de Industria donde se detalla que ya en el año 2007 casi el 20% de la electricidad consumida fue de origen renovable, aunque ya se está desarrollando un



nuevo plan de Energía Renovable para el periodo 2010-2020 que busca incrementar esta producción en un 8%.

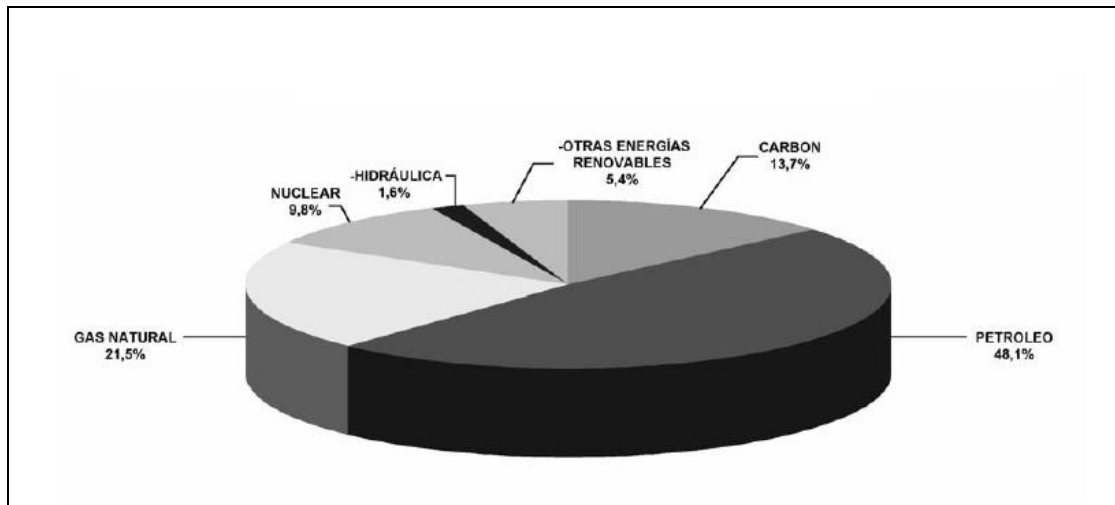


Figura 3: Consumo de energía primaria 2007 [2]

Actualmente, dentro del abanico de energías renovables empleadas en España, la hidroeléctrica es la de mayor importancia, seguida por la eólica y en menor importancia biomasa y fotovoltaica entre otras.

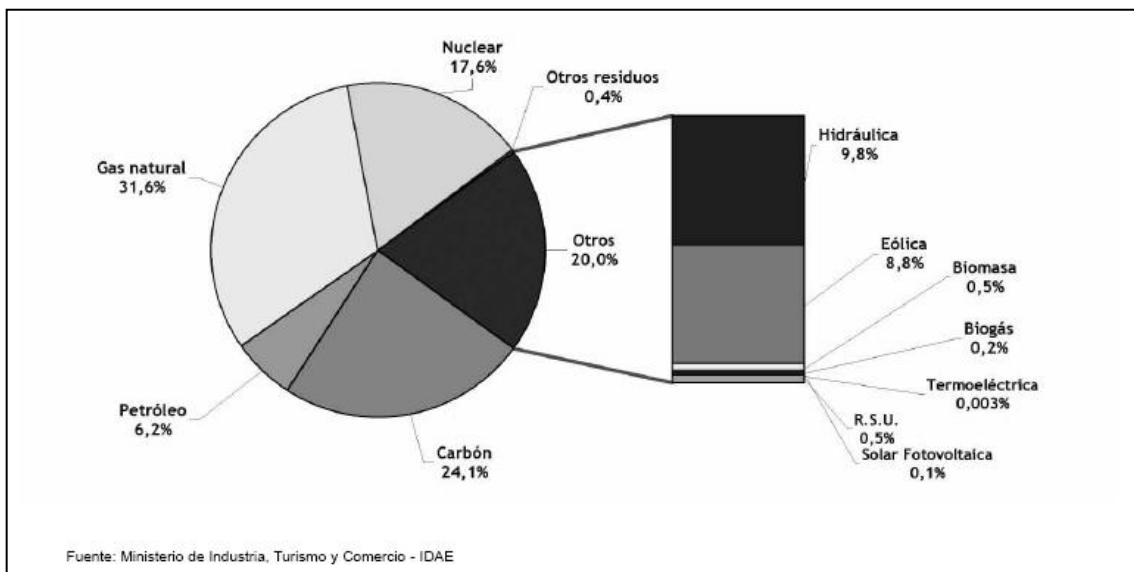


Figura 4: Estructura de la generación eléctrica en España 2007 [2]

Desde un punto de vista más cercano al consumo de energía doméstico, el aprovechamiento de la energía solar se está convirtiendo en una gran fuente de ahorro, tanto en forma de emisiones como económicamente. Cada vez es más común encontrar en nuestro entorno colectores solares, encargados de captar y aprovechar al máximo la radiación proveniente del sol. Este aprovechamiento va encaminado a transformar dicha energía en energía térmica o fotovoltaica.



La que nos ocupa en este proyecto es la energía solar térmica que busca absorber la energía proveniente de la radiación solar a través de los ya mencionados paneles solares, transmitiendo la energía a un fluido caloportador que a través de una serie de etapas de intercambio energético permitirá aportar agua caliente sanitaria principalmente, aunque otro tipo de aplicaciones son la calefacción y la refrigeración. En este aspecto España podría convertirse en una potencia en el aprovechamiento de esta fuente de energía natural debido a sus condiciones climáticas y situación geográfica.

A lo largo de este proyecto se buscará demostrar la eficiencia y efectividad de este tipo de instalaciones y las posibilidades que estas nuevas tecnologías pueden aportar desde el punto de vista económico, de impacto medio ambiental y de dependencia de otras fuentes más problemáticas.



2. OBJETIVO DEL PROYECTO

El propósito de este proyecto es diseñar una instalación solar térmica que satisfaga las necesidades de Agua Caliente Sanitaria, cumpliendo las especificaciones del Código Técnico de Edificación (CTE) en relación con el aporte solar mínimo, en un edificio de viviendas situado en la ciudad de Salamanca.

Los objetivos del proyecto son:

- Calcular y diseñar la instalación con todos sus componentes, así como el funcionamiento de la misma, teniendo en cuenta las previsiones de demandas mensuales de ACS y los estudios de cargas térmicas del edificio tanto para verano como para invierno.
- Realizar una valoración económica del proyecto así como analizar la posible rentabilidad del mismo.
- Análisis del beneficio medioambiental que se produciría con la construcción de la instalación solar térmica.

Para ello utilizaremos los siguientes parámetros:

- 1- Datos meteorológicos medios mensuales y anuales (temperatura del ambiente y del agua de la red, radiación solar, velocidad del viento,...)
- 2- Consumo y demanda de ACS del edificio.
- 3- Instalación solar propuesta: colectores solares, circuito solar (primario), intercambiadores de calor, circuito auxiliar (secundario) y sistemas de acumulación.
- 4- Instalación de apoyo: fuente energética utilizada, calderas de calefacción, máquinas de absorción así como sistemas de acumulación e intercambio térmicos.
- 5- Ubicación de los elementos de la instalación solar en el edificio de viviendas.
- 6- Balance energético: demanda energética total, mensual y anual así como el cálculo de los aportes de origen solar que se puedan lograr.
- 7- Balance económico: coste de la instalación solar térmica, ahorro anual, plazos de amortización y mercado de CO₂.
- 8- Cálculo medioambiental: cantidad de CO₂ que dejamos de emitir por usar una instalación de energía solar en lugar de una caldera de gas natural para la generación de energía.



3. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO

El edificio objeto del proyecto en el cual se va a realizar la instalación se encuentra situado en la provincia de Salamanca.

Como se puede ver en los planos que se adjuntan en el apartado de anexos, se trata de dos edificios exactamente iguales de 16 viviendas cada uno, dicho edificio consta de una planta para garajes, una planta baja y tres plantas tipo. Al tratarse de dos edificios iguales, centraremos nuestro proyecto en uno de ellos, ya que la otra instalación sería exactamente igual.

La distribución del edificio es la que se muestra a continuación:

- Planta baja \Rightarrow 4 viviendas de dos dormitorios cada una.
- Planta tipo 1 \Rightarrow 2 viviendas de dos dormitorios cada una + 2 viviendas de 3 dormitorios cada una
- Planta tipo 2 \Rightarrow 2 viviendas de dos dormitorios cada una + 2 viviendas de 3 dormitorios cada una
- Planta tipo 3 \Rightarrow 2 viviendas de dos dormitorios cada una + 2 viviendas de 3 dormitorios cada una

El edificio se encuentra ubicado sobre el terreno, de tal forma que su fachada principal está orientada hacia el sur. La cubierta del edificio está formada por un tejado con una inclinación de 25° . Además sabemos que no existe ningún elemento que produzca sombras sobre la superficie de captación de los paneles.



3.1. OCUPACIÓN DEL EDIFICIO

Según establece el Código Técnico de la Edificación (CTE) en el apartado HE 4, la ocupación en un edificio de viviendas multifamiliares se estima según la siguiente tabla adjunta:

Número de dormitorios	1	2	3	4	5	6	7	más de 7
Número de Personas	1,5	3	4	6	7	8	9	Nº de dormitorios

Tabla 1: Ocupación en un edificio de viviendas multifamiliares [3]

Por tanto la ocupación será:

- Viviendas de 2 dormitorios: 10 viviendas x 3 personas = 30 personas
- Viviendas de 3 dormitorios: 6 viviendas x 4 personas = 24 personas

TOTAL = 54 personas

3.2. UBICACIÓN DE LOS PANELES

Los paneles solares se ubicarán en superposición con el tejado teniendo por tanto la misma orientación e inclinación que éste, es decir 25° sobre la horizontal y con orientación hacia el sur, siendo esta la orientación óptima.

En los alrededores del conjunto de viviendas no existen como ya se comentó anteriormente, árboles, edificios ni ningún otro elemento que pueda crear sombras y que repercutan en la cantidad de energía solar captada por los paneles.

Las tuberías que transportan el fluido encargado de absorber la energía solar entran bajo el tejado cuando finalizan los paneles solares descendiendo después por un patinillo hasta la planta sótano, donde se ubicará el intercambiador de placas, los depósitos y la caldera necesarios para el correcto funcionamiento de la instalación de energía térmica.



3.3. CONSUMO DE ACS

Según las recomendaciones del CTE en la tabla 3.1.de la sección HE 4, sobre la demanda de referencia a 60° C, se establece que el consumo en un edificio de viviendas multifamiliares es de 22 litros de ACS por persona y día.

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60° C	
Viviendas unifamiliares	30	por persona
Viviendas multifamiliares	22	por persona
Hospitales y clínicas	55	por cama
Hotel ****	70	por cama
Hotel ***	55	por cama
Hotel/Hostal **	40	por cama
Camping	40	por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35	por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc)	55	por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	por servicio
Escuelas	3	por alumno
Cuarteles	20	por persona
Fábricas y talleres	15	por persona
Administrativos	3	por persona
Gimnasios	20 a 25	por usuario
Lavanderías	3 a 5	por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	por comida
Cafeterías	1	por almuerzo

(1) Los litros de ACS/día a 60°C de la tabla se han calculado a partir de la tabla 1 (Consumo unitario diario medio) de la norma UNE 94002:2005 "Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética".

Tabla 2: Demanda diaria de ACS a 60 °C [3]

Pudiendo calcular con esta tabla la demanda total de ACS a 60 °C que el conjunto de viviendas a estudio tendrá:

$$Q_{cons} = 54 \text{ personas} \times 22 \frac{\text{litros}}{\text{personaxdia}} = 1188 \frac{\text{litros}}{\text{día}}$$



3.4. CAUDAL DE CONSUMO MEDIO ANUAL

A continuación tenemos que calcular el caudal de agua que es necesario tratar para poder satisfacer la demanda del conjunto de viviendas, considerando que hay que calentar todo el consumo únicamente durante las horas de sol, ya que sólo se podrá tener en marcha la instalación durante este período de tiempo.

Latitud	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
De +25º a +45º (Hemisferio Norte)	8	9	9	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9	9	8	7,5

Tabla 3: Número medio de horas diarias de sol útiles para captadores orientados aproximadamente al ecuador e inclinados con ángulo igual a la latitud [4]

La media anual resultante de dicha tabla será de 8,9 horas de sol diarias, siendo por tanto el caudal de consumo anual:

$$m_{cons} = \frac{1188 \text{ l / día} \cdot 1 \text{ kg / l}}{8,9 \text{ h / día} \cdot 3600 \text{ s / h}} = 0,0371 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3.5. FRACCIÓN SOLAR MÍNIMA

La fracción solar mínima según establece el CTE es definida como la fracción entre los valores anuales de la energía solar aportada exigida y la demanda energética anual obtenidos a partir de los valores mensuales.

Deberemos tener en cuenta la contribución solar mínima respecto a la ciudad que en este caso nos ocupa: Salamanca.

En la siguiente tabla está indicado para cada zona climática y diferentes niveles de demanda de agua caliente sanitaria (ACS) a una temperatura de 60° C, la contribución solar mínima anual, considerándose que la fuente energética de apoyo no sea la eléctrica.

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

Tabla 4: Contribución solar mínima anual en % según la zona climática [3]

Del mapa de zonas climáticas de España podemos ver que Salamanca se encuentra situada en la zona III y puesto que el consumo (1188 litros/día) se encuentra comprendido entre 50 y 5000 l/día, la fracción solar mínima será del 50 %.



Figura 5: Mapa de zonas climáticas [3]

Además de esto tendremos que tener en cuenta respecto a la fracción solar, cuando se calcule para cada mes, las dos siguientes normas que establece el CTE en su apartado HE 4:

- En ningún mes podrá superar el 110 % de la demanda de ACS.
- No se podrá superar el 100 % de la demanda de ACS durante tres meses consecutivos.

3.6. CALOR NECESARIO MEDIO ANUAL

Para calentar el agua desde la temperatura de red hasta la temperatura de consumo, se necesitará aportar la siguiente cantidad de calor:

$$Q_T = m_{cons} \cdot cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red}) = 0,0371 \frac{kg}{s} \cdot 4,188 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (60 - 9,3)K = 7,877 KW$$

Siendo, por tanto, el calor mínimo que debe suministrar el sistema solar:

$$Q_{min} = Q_T \cdot 0,5 = 3,94 KW$$



3.7. CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ACS

Para poder diseñar correctamente la instalación solar térmica es necesario conocer la cantidad de energía térmica requerida para el abastecimiento de ACS, es decir, la demanda de ACS (D_{ACS}).

Los parámetros que definen dicha demanda son:

- El consumo de ACS en el edificio (Q_{ACS})
- La temperatura de entrada del agua de la red (T_{red})
- La temperatura del agua de consumo (T_{cons})
- Las propiedades del agua: densidad y calor específico.

$$D_{ACS} = Q_{ACS} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

El consumo de ACS depende del número de las personas que habitan en el edificio (n) y del consumo de ACS por persona y día a la temperatura de uso, que según el CTE equivale a 22 litros a 60 °C.

$$Q_{cons} = n \cdot 22 = 54 \cdot 22 = 1188 \frac{\text{litros}}{\text{día}}$$

Este sería el consumo típico diario de todo el año. Pero se puede ajustar a cada mes multiplicándolo por un factor de ocupación (FO), ya que en verano suele haber menos gente en el edificio y también hay que tener en cuenta el factor de centralización (FC). Este factor de ocupación y de centralización se obtienen del DTIE 1.01, documento para la preparación de ACS para usos sanitarios.

Ahora bien, calculamos la demanda mensual de cada mes, teniendo en cuenta la ecuación mencionada anteriormente:

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio
Q_{ACS}	1188	1188	1188	1188	1188	1188
ρ	1023	1023	1023	1023	1023	1023
C_p	3771	3771	3771	3771	3771	3771
T_{cons}	333,15	333,15	333,15	333,15	333,15	333,15
T_{red}	278,15	279,15	281,15	283,15	284,15	285,15
$D_{ACS}(\text{MJ/día})$	252,064	274,481	238,315	229,15	224,56	219,98

	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Q_{ACS}	1188	1188	1188	1188	1188	1188
ρ	1023	1023	1023	1023	1023	1023
$C_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$	3771	3771	3771	3771	3771	3771
$T_{cons}(\text{K})$	333,15	333,15	333,15	333,15	333,15	333,15
$T_{red}(\text{K})$	286,15	285,15	284,15	283,15	281,15	278,15
$D_{ACS}(\text{MJ/día})$	215,40	219,98	224,56	229,15	238,315	252,06

Tabla 5: Demanda mensual de ACS (MJ/día)

4. DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES SOLAR, AUXILIAR Y DE APOYO

El esquema de funcionamiento de la instalación es el siguiente:

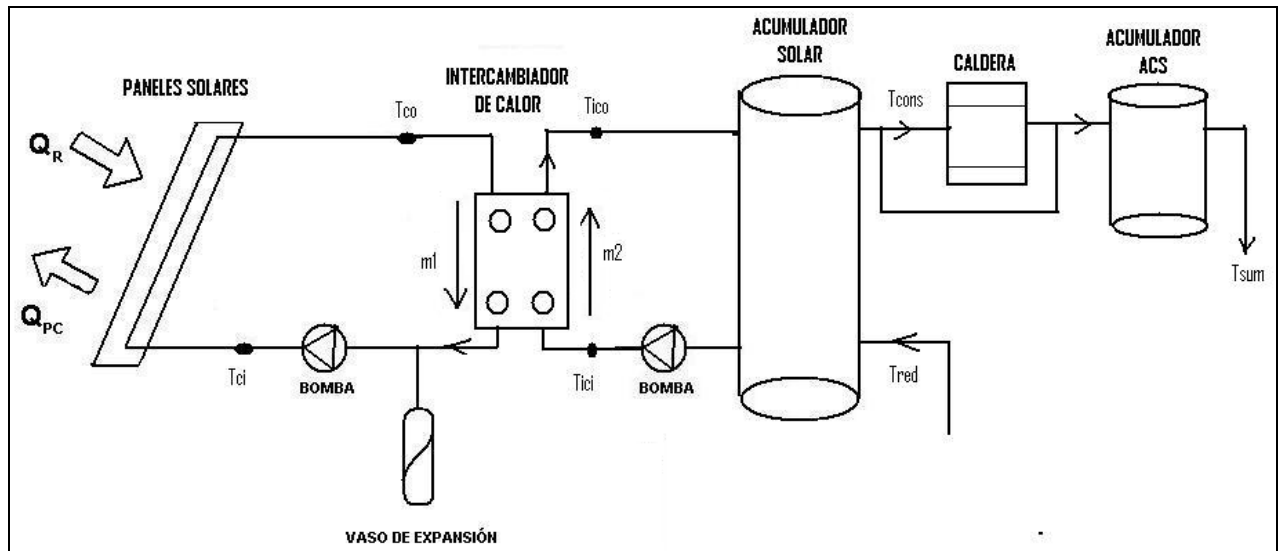


Figura 6: Esquema del funcionamiento de la instalación

El sistema consta de dos circuitos, primario (solar) y secundario (auxiliar), por los que circulan dos fluidos que en ningún momento se mezclan y un tercer circuito de consumo (circuito de apoyo).

La instalación utiliza un sistema de transferencia de calor indirecto, es decir, el fluido que circula por los colectores no es el agua destinada al consumo. La razón por la que hemos elegido una instalación de este tipo es que de esta forma se permite utilizar en el circuito primario una mezcla de agua con anticongelante como fluido de trabajo que actúa como sistema de protección contra heladas.

La configuración elegida para este proyecto es con circulación forzada ya que permite colocar el acumulador en cualquier parte del edificio. En nuestro caso debemos colocar el acumulador o tanque de almacenamiento en el sótano, lo que hace imposible utilizar un sistema por termosifón.

Tanto el sistema de captación como el sistema auxiliar son centralizados ya que normalmente este tipo de instalaciones requiere una menor inversión global y todos los gastos se dividen entre el total de propietarios.

El principio de funcionamiento en el que se basan este tipo de instalaciones es el de recoger la energía procedente del sol mediante un conjunto de captadores solares para más tarde transferir esta energía a un sistema de almacenamiento y retenerla para ser utilizada en el momento que sea necesario su consumo.

A continuación vamos a estudiar por separado los tres circuitos de los cuales se compone la instalación, comentando y calculando sus características principales y las de sus respectivos elementos que lo forman.

4.1. CIRCUITO SOLAR

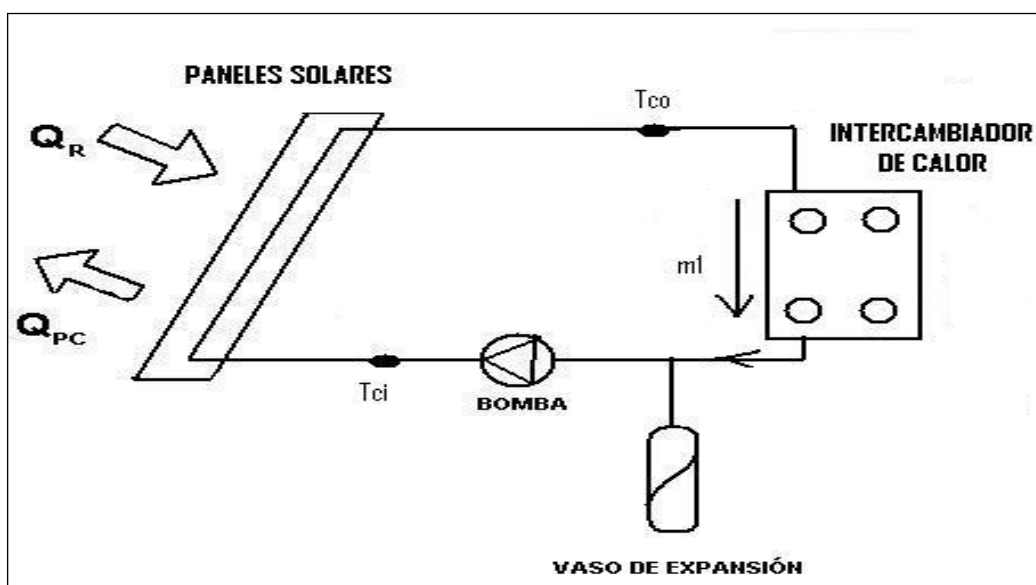


Figura 7: Esquema del circuito solar (primario)

Donde:

- Q_R es el calor recibido por los paneles debido a la radiación solar
- Q_{PC} son las pérdidas ópticas del colector
- m_l es el caudal del fluido que circula por la instalación.
- T_{CI} es la temperatura a la cual entrará el fluido en los captadores solares
- T_{CO} es la temperatura a la cual saldrá el fluido de los captadores solares.

El circuito solar o primario es el que engloba el sistema de captación y parte del intercambiador de calor.

El fluido caloportador circula por dicho circuito y es el encargado de transferir la energía térmica obtenida en los captadores por medio de la radiación solar al circuito secundario a través del intercambiador de calor. Por ello el diseño seleccionado para el circuito primario se basa en la idea de forzar la circulación del fluido mediante una bomba eléctrica, que si bien encarece la instalación, permite obtener una protección contra heladas al utilizar como fluido caloportador líquidos de bajo punto de congelación y controlar la transferencia térmica entre captación y acumulación.

Además de la bomba eléctrica en el circuito primario se coloca un vaso de expansión que absorbe la dilatación de volumen sufrida por el fluido debido a los cambios de temperatura.



4.1.1. FLUIDO PORTANTE

El fluido encargado de portar el calor también debe de ser capaz de aguantar en las épocas frías del año temperaturas a las cuales el agua se congelaría, protegiendo así la instalación contra heladas, por tanto se usa una disolución acuosa de propilenglicol. En la gráfica de la página 71 del Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación para producción de ACS con energía solar térmica (DTIE 8.03), se relaciona la variación de temperatura de congelación con el porcentaje de propilenglicol en agua.

Para ello tendremos que ver cuál es la temperatura mínima histórica de Salamanca, que como podemos ver en la siguiente tabla es -16°C .

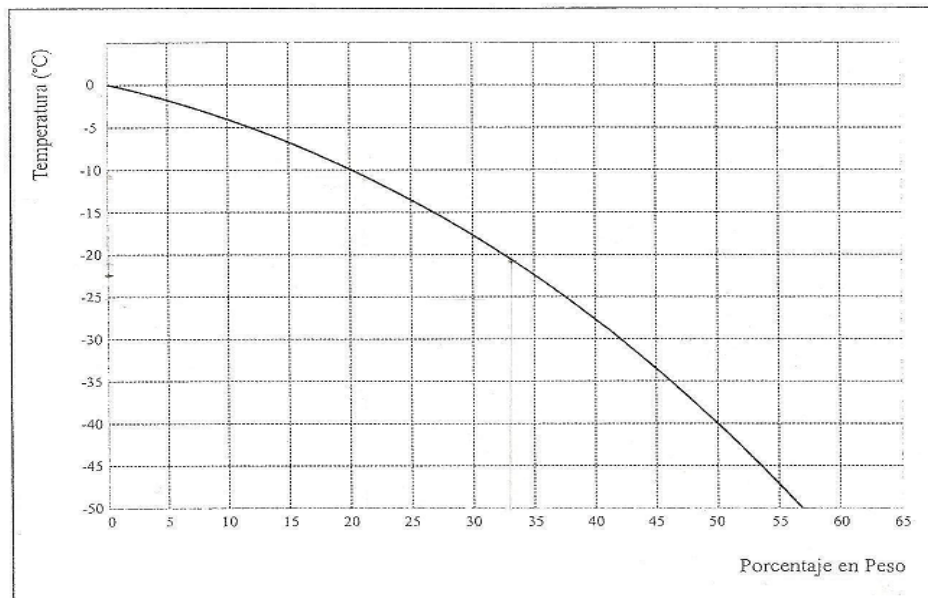
<i>Altitud, latitud, longitud y temperatura mínima histórica (la más baja que se haya medido desde el primer año del que se conservan registros de datos). (Fuente: CENSOLAR).</i>				
PROVINCIA	ALTITUD (m) (de la capital)	LATITUD ($^{\circ}$) (de la capital)	LONGITUD ($^{\circ}$) (de la capital)	TEMP. MÍNIMA HISTÓRICA ($^{\circ}\text{C}$)
40 SALAMANCA	803	41.0	5,6 W	-16

Tabla 6: Altitud, latitud, longitud y temperatura mínima histórica [4]

Entraremos en la gráfica con un margen de 5°C respecto a la temperatura mínima histórica siendo:

$$T_{\text{entrada}} = T_{\text{minhistórica}} - 5^{\circ}\text{C} = -16^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = -21^{\circ}\text{C}$$

Entrando en la gráfica para ese valor de temperatura, obtenemos una concentración de propilenglicol de aproximadamente el 33%.



Variación de la temperatura de congelación con la proporción de propilenglicol en agua.

Figura 8: Temperatura de congelación vs porcentaje neto en peso [5]



Para determinar las propiedades necesarias de la mezcla, usaremos el catálogo de “M.Conde Engineering”, que establece unas ecuaciones que relacionan la concentración de propilenglicol con diversos parámetros como la temperatura de congelación, la densidad, el calor específico, la conductividad térmica, la viscosidad dinámica o el número de Prandtl.

Partiendo para todos los casos del mismo valor de temperatura, obtenemos unos valores cercanos a concentración de propilenglicol en agua, pero no iguales. Para que no haya desajuste entre unos datos y otros, tomaremos todos del catálogo de “M.Conde Engineering”.

Para el cálculo disponemos de una tabla que proporciona las constantes que dan lugar a los modelos matemáticos de las propiedades del fluido:

Parámetro Orden (A)	ρ (Kg/m ³)	Cp (Kj/kg·K)	K (W/m·K)	Pr	Tcong (K)
0	1
1	508,411	4,476	1,188	6,661	-0,037
2	-182,408	0,608	-1,491	-6,994	-0,400
3	965,765	0,714	-0,696	-18,551	...
4	280,291	-1,938	1,136	152,046	...
5	-472,225	0,478	0,067	14,477	...

Tabla 7: Constantes que dan lugar a las propiedades del fluido [6]

La concentración de propilenglicol se calcula de la siguiente forma:

La temperatura de congelación que vamos a usar en el cálculo será la mínima histórica con un margen de 5 °C, para el caso de Salamanca, como ya se dijo anteriormente, será de -21°C, siendo por tanto la concentración de propilenglicol necesaria $\xi = 0,395$, representando un 39,5 % de porcentaje en agua.

$$T_{\text{Congelación}} = (A_{T0} + A_{T1} \cdot \xi + A_{T2} \cdot \xi^2) \cdot 273,15 \Rightarrow \xi = 0,395$$

Las propiedades termo físicas para dicha disolución se pueden obtener en función de la temperatura de trabajo y concentración en peso. Dichas propiedades son dependientes de la temperatura de trabajo y se tomarán para un valor medio de unos 30 °C (303,15 K), ésta no será la real de trabajo, ya que en el circuito primario se podrán alcanzar los 80° C sin dificultad, pero no se dispone de tablas con valores para esos rangos de temperaturas, cabe destacar que la variación de las propiedades termo físicas con la temperatura son bastante pequeñas por lo que no generarán grandes errores de cálculo.

Una vez conocida la concentración de propilenglicol necesaria, la usaremos para calcular la densidad, así como el resto de los demás parámetros mencionados anteriormente que iremos viendo uno a uno:



- Densidad

$$\rho = A_{\rho 1} + A_{\rho 2} \cdot \xi + A_{\rho 3} \cdot \frac{273,15}{303,15} + A_{\rho 4} \cdot \xi \cdot \frac{273,15}{303,15} + A_{\rho 5} \cdot \left(\frac{273,15}{303,15} \right)^2$$

$$\rho = 1023 \frac{kg}{m^3}$$

- Calor específico:

$$cp = A_{cp1} + A_{cp2} \cdot \xi + A_{cp3} \cdot \frac{273,15}{303,15} + A_{cp4} \cdot \xi \cdot \frac{273,15}{303,15} + A_{cp5} \cdot \left(\frac{273,15}{303,15} \right)^2$$

$$cp = 3,771 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

- Conductividad térmica:

$$k = A_{k1} + A_{k2} \cdot \xi + A_{k3} \cdot \frac{273,15}{303,15} + A_{k4} \cdot \xi \cdot \frac{273,15}{303,15} + A_{k5} \cdot \left(\frac{273,15}{303,15} \right)^2$$

$$k = 0,431 \frac{W}{m \cdot K}$$

- Número de Prandtl:

$$\ln(Pr) = A_{Pr1} + A_{Pr2} \cdot \xi + A_{Pr3} \cdot \frac{273,15}{303,15} + A_{Pr4} \cdot \xi \cdot \frac{273,15}{303,15} + A_{Pr5} \cdot \left(\frac{273,15}{303,15} \right)^2$$

$$Pr = 25,127$$

Para el cálculo de la viscosidad dinámica y cinemática usaremos las definiciones convencionales, basándonos en los datos que hemos obtenido anteriormente.

- Viscosidad dinámica:

$$\mu = \frac{Pr \cdot k}{Cp} = 2,869 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}$$

- Viscosidad cinemática

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = 2,805 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$



4.1.2. COLECTORES SOLARES

Los captadores solares son los dispositivos encargados de captar la radiación solar y convertirla en una forma de energía útil para la aplicación considerada. Tiene como objetivo transformar la radiación del sol incidente sobre el mismo en energía térmica mediante el aumento de temperatura del fluido que circula en su interior. Existe una amplia gama de colectores solares tanto en diseño como en coste como en rendimientos, pudiéndose elegir unas u otras aplicaciones según las necesidades.

En este proyecto los captadores solares que se van a utilizar serán captadores planos en forma de parrilla de tubos de la marca *Sonnenkraft*, modelo SK500N, captadores universales adaptados para cada tipo de tejado, plano o inclinado y para cada tipo de posición.

Dichos captadores estarán conectados en paralelo, es decir, el caudal que circula por cada colector es el resultado de dividir el caudal total por el número de colectores. Esto es así debido a que tienen un conducto de mayor diámetro dentro del panel, que hace de colector y a su vez permite la conexión de varios paneles entre sí. A continuación se muestra una figura para ver cómo es la conexión:

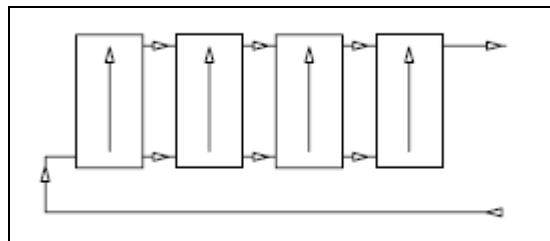


Figura 9: Conexión de captadores en paralelo [7]

Como el fabricante no nos da el diámetro de los tubos del absorbedor, para calcularlo nos basaremos en la siguiente fórmula:

$$Volumen = \left(\frac{\pi \cdot D_{absorb}^2}{4} \cdot L_{absorb} \right) \cdot n^{\circ} tubos_{absorbedores} + \left(\frac{\pi \cdot D_{colec}^2}{4} \cdot L_{colec} \right) \cdot n^{\circ} tubos_{colectores}$$

Nuestro colector dispone de doce tubos absorbedores en paralelo y dos tubos transversales que actúan como colectores de los anteriores. Cada tubo absorbedor tiene una longitud de 2000 mm aproximadamente y los tubos colectores tienen una anchura de 1260 mm.

Por otro lado el volumen del colector nos lo da el fabricante:

$$Capacidad_{captador} = 1,6 \text{ litros}$$

El diámetro de los tubos colectores viene dado por el diámetro de los racores que unen los paneles a las tuberías de cobre que conectan los colectores, es decir:

$$D_{colec} = 22 \text{ mm}$$



Por tanto con estos dos datos, podremos calcular el diámetro de los tubos que circulan por el interior del colector:

$$D_{absorb} = 8mm$$

Siendo por lo tanto el diámetro interior de los tubos del absorbedor 8 mm y el diámetro exterior 10 mm, es decir, los tubos serán 8/10.

4.1.3. DIMENSIONADO DE LA SUPERFICIE DE LOS PANELES SOLARES

En primer lugar tendremos que hacer una primera estimación, para ello usaremos valores medios anuales de radiación y temperaturas sin tener en cuenta las pérdidas debidas al viento, de manera que se obtendrá un primer resultado orientativo en cuanto a número de colectores y temperaturas que se dan en los distintos puntos de la instalación, que podrán utilizarse para inicializar sucesivas iteraciones de cálculo más adelante. Para ello calcularemos la superficie de captación necesaria. Una vez calculado el área de paneles necesarios, estaremos en condiciones para calcular la fracción solar.

Para el dimensionado de la superficie del colector necesaria, se ha usado en primera aproximación la radiación solar media anual captada:

Para ver la radiación que incide sobre Salamanca se usarán los datos obtenidos de las tablas de Censolar que son los que se adjuntan a continuación:

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO
40 SALAMANCA	6,1	9,5	13,5	17,1	19,7	22,8	24,6	22,6	17,5	11,3	7,4	5,2	14,8

Tabla 8: Energía en MJ que incide sobre un metro cuadrado de superficie horizontal en un día medio de cada mes [4]

Estos datos representan la energía en megajulios que incide sobre un metro cuadrado de superficie horizontal en un día medio de cada mes, así como la media anual.

Con el dato de la media anual haremos la estimación del número de paneles necesarios. En esta primera aproximación no vamos a tener en cuenta las pérdidas por viento, las cuales calcularemos más adelante para después ajustar el número de captadores.

$$I = 14,8 \frac{MJ}{m^2} = 4,111 \frac{KW \cdot h}{m^2}$$

Para obtener la potencia que esta radiación representa diariamente tendremos que tener en cuenta las horas de sol diarias, ya que serán las horas en las cuales podremos captar la energía.



Las horas de sol diarias son, como ya se vio anteriormente, 8,9 horas de sol al día.

$$I = \frac{4,111 \frac{kW \cdot h}{m^2}}{8,9h} = 0,462 \frac{kW}{m^2} \Rightarrow \text{Potencia incidente sobre una superficie horizontal}$$

La potencia calculada anteriormente es la potencia incidente sobre una superficie horizontal. En este proyecto los paneles se van a colocar sobre el tejado con una inclinación de 25° C, por tanto tendremos que corregir el dato calculado anteriormente.

En la tabla de la página 108 del Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Energía Solar Térmica, observamos los coeficientes de corrección para dicha inclinación (25° C) y la latitud de Salamanca que es de 41° C.

LATITUD = 41°												
Incli.	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	1,07	1,06	1,05	1,03	1,02	1,02	1,02	1,03	1,05	1,08	1,09	1,09
10	1,14	1,12	1,09	1,06	1,03	1,02	1,03	1,06	1,1	1,15	1,18	1,17
15	1,21	1,17	1,12	1,07	1,04	1,03	1,04	1,08	1,14	1,21	1,26	1,24
20	1,26	1,21	1,15	1,08	1,04	1,02	1,04	1,09	1,17	1,27	1,33	1,31
25	1,31	1,24	1,17	1,09	1,03	1,01	1,03	1,1	1,2	1,32	1,39	1,37
30	1,35	1,27	1,18	1,08	1,01	0,99	1,02	1,09	1,21	1,35	1,44	1,42
35	1,38	1,29	1,18	1,07	0,99	0,96	0,99	1,08	1,22	1,38	1,49	1,47
40	1,4	1,3	1,18	1,05	0,96	0,93	0,96	1,06	1,22	1,4	1,52	1,5
45	1,42	1,3	1,16	1,03	0,93	0,89	0,93	1,04	1,21	1,41	1,55	1,52
50	1,42	1,3	1,14	0,99	0,88	0,84	0,88	1,01	1,19	1,41	1,56	1,54
55	1,42	1,28	1,12	0,95	0,83	0,79	0,84	0,97	1,17	1,41	1,57	1,54
60	1,41	1,26	1,08	0,91	0,78	0,73	0,78	0,92	1,14	1,39	1,56	1,54
65	1,39	1,23	1,04	0,85	0,72	0,67	0,72	0,87	1,09	1,36	1,54	1,53
70	1,36	1,19	0,99	0,8	0,66	0,61	0,66	0,81	1,04	1,32	1,52	1,5
75	1,32	1,15	0,94	0,73	0,59	0,54	0,59	0,74	0,99	1,28	1,48	1,47
80	1,28	1,1	0,88	0,67	0,52	0,46	0,52	0,67	0,93	1,23	1,44	1,43
85	1,23	1,04	0,82	0,6	0,44	0,39	0,44	0,6	0,86	1,16	1,38	1,38
90	1,17	0,98	0,74	0,52	0,36	0,31	0,36	0,52	0,78	1,09	1,32	1,32

Tabla 9: Factor k, latitud 41° [4]

Observando la tabla vemos que para todos los meses, el coeficiente corrector de la radiación es mayor que 1, esto es debido a que la inclinación de los paneles provoca que la incidencia se produzca de una forma más directa, aumentando su potencia.

La inclinación óptima sería la misma que la latitud, donde la incidencia sería perpendicular, aunque esto sólo ocurriría en los equinoccios y al medio día, pero no es posible colocar los captadores con 41° debido a la inclinación del tejado del edificio.

El coeficiente corrector para la media anual será igual a 1,188 siendo la radiación total captada por los absorbedores:

$$I_T = I \cdot 1,188 = 0,462 \frac{KW}{m^2} \cdot 1,188 = 0,5489 \frac{KW}{m^2} \Rightarrow \text{Radiación en el plano inclinado}$$

Para que la colocación de los paneles esté dentro de los parámetros establecidos, por el Código Técnico de la Edificación (CTE), las pérdidas debidas a la inclinación y orientación de los paneles deben ser menores del 20 %, ya que están colocados por superposición en la envolvente de la vivienda y no existe ningún tipo de sombra:

Caso	Orientación e inclinación	Sombras	Total
General	10 %	10 %	15 %
Superposición	20 %	15 %	30 %
Integración arquitectónica	40 %	20 %	50 %

Tabla 10: Pérdidas límite mes [3]

Para ver las pérdidas provocadas por la inclinación y orientación, emplearemos el gráfico que proporciona el CTE, en su apartado HE 4:

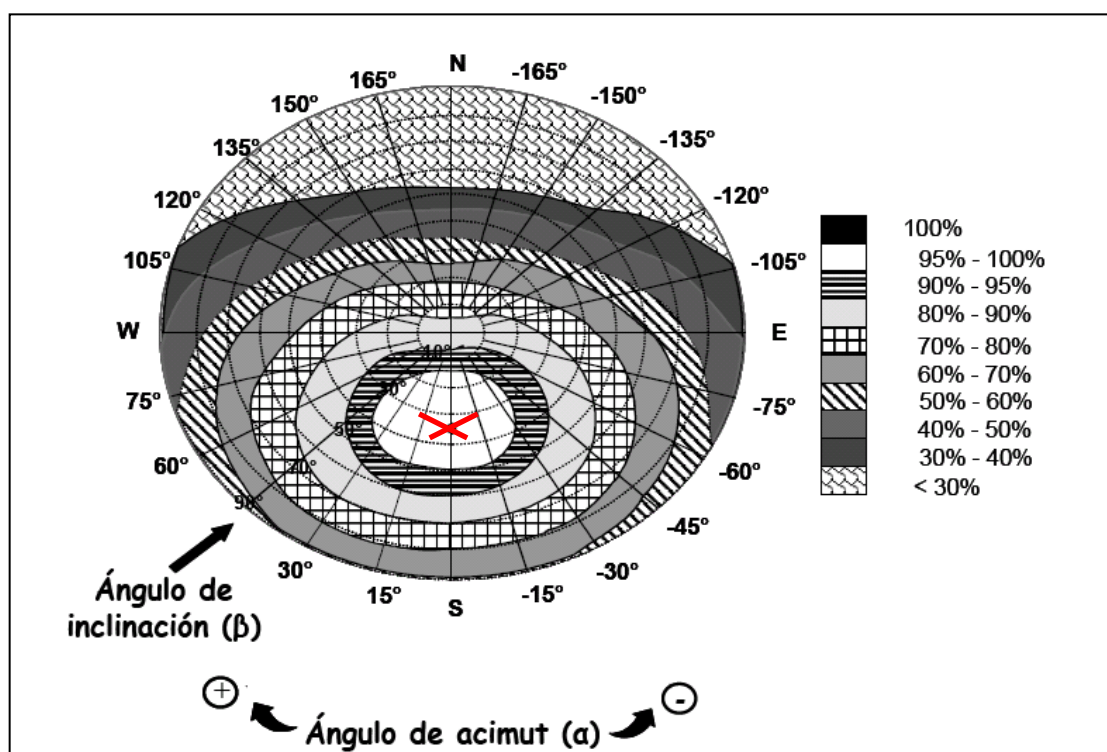


Figura 10: Porcentaje de energía respecto al máximo como consecuencia de las pérdidas por orientación e inclinación mes [3]

Para comprobarlo debemos ver el punto donde coinciden la curva de inclinación (25°) y la de la orientación o acimut (orientación Sur).

La cruz del gráfico marca el punto donde se cruzan, que como podemos ver se encuentra en la zona entre 95 y 100 % de aprovechamiento de energía irradiada por el sol.

Como ya se comentó anteriormente en la descripción del edificio, no hay ningún objeto que provoque sombras sobre los paneles, y por tanto las pérdidas debidas a este fenómeno son nulas.

Podemos afirmar por tanto que las pérdidas de los paneles serán inferiores al 5% y que nos encontramos dentro de los límites establecidos.



El dimensionado de la superficie captadora, en primera aproximación, se ha llevado a cabo utilizando un sistema de ecuaciones características del circuito, ayudándonos del programa Mathcad.

Incógnitas

El problema a resolver contiene siete incógnitas, que son:

- 1- Temperatura de entrada a colectores (T_{ci})
- 2- Temperatura de salida de colectores (T_{co})
- 3- Temperatura de entrada al intercambiador (T_{ci})
- 4- Temperatura de salida del intercambiador (T_{co})
- 5- Temperatura de salida del tanque (T_{cons})
- 6- Temperatura media del tanque (T_t)
- 7- Área de colectores (A)

Datos conocidos

Los datos que conocemos, bien por ser propiedades de los elementos de trabajo o por haber podido calcularlos previamente son:

- $I = 14,8 \frac{MJ}{m^2}$ Radiación (este valor depende del periodo de tiempo considerado) $\Rightarrow I_T = 0,5489 \frac{KW}{m^2}$
- $\xi_{IC} = 0,8$. Eficiencia del intercambiador.
- $m_{cons} = 0,0371 \frac{kg}{s}$. Consumo de ACS
- $T_{red} = 9,3^\circ C$. Temperatura del agua de red (este valor depende del periodo de tiempo considerado)
- $T_o = T_{amb} = 14^\circ C$. Temperatura ambiente (este valor depende del periodo de tiempo considerado)
- $\rho_1 = 1,023 \frac{kg}{l}$. Densidad del propilenglicol.
- $\rho_2 = 1 \frac{kg}{l}$. Densidad del agua
- $Cp_1 = 3,771 \frac{KJ}{kg \cdot K}$. Calor específico del propilenglicol



- $Cp_2 = 4,188 \frac{KJ}{kg \cdot K}$. Calor específico del agua.
- $Cp_{cons} = Cp_2 = 4,188 \frac{KJ}{kg \cdot K}$. Calor específico del agua
- $T_{sum} = 60^\circ C$. Temperatura de suministro al edificio de ACS.
- $f = 0,5$. Fracción solar.
- $A_{estimada} = 54 \text{ personas} \cdot 0,5 = 27 m^2$

Parámetros variables

Los caudales que circulan por el circuito solar (m_1) y por el circuito auxiliar (m_2) son variables, ya que los podemos seleccionar y regular con las bombas de circulación.

La variación del caudal va a influir en la cantidad de energía solar captada.

El fabricante de los colectores recomienda un caudal de entre 15 y 40 $\frac{l}{h \cdot m^2}$, en una primera aproximación tomaremos un caudal de $m_1 = 30 \frac{l}{h \cdot m^2}$.

Donde por tanto:

$$m_1 = m_2 = m_{fab} \cdot A_{estimada} \cdot \rho_1 = 30 \frac{l}{h \cdot m^2} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 27m^2 \cdot \frac{1,023kg}{1l} = 0,230 \frac{kg}{s}$$

Ecuaciones

Las siete ecuaciones a resolver con las siete incógnitas son las que se exponen a continuación:

1. Balance de energía en los colectores solares

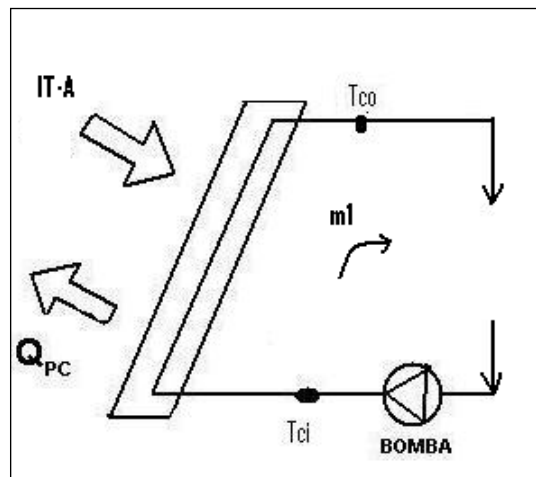


Figura 11: Balance de energía en colectores



Este balance se hará para un volumen de control en estado estacionario, por lo que la variación temporal de energía se hace cero.

$$\frac{dE_C}{dt} = I_T \cdot A - Q_{PC} - m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{CO} - T_{CI})$$

Obtenemos una igualdad lógica, la potencia de radiación que llega al colector será igual al calor captado más el calor perdido:

$$0 = I_T \cdot A - Q_{PC} - m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{CO} - T_{CI})$$

Donde:

- I_T es la radiación recibida en el conjunto de colectores, siendo dato y estando en función de la localización del emplazamiento (latitud) e inclinación de los mismos, dato calculado anteriormente.
- El área de paneles solares (A) es incógnita, pero debido al método de sistemas de ecuaciones del programa matemático utilizado (Mathcad), por iteración y convergencia de resultados, es necesario, para todas las variables, introducir unos valores que inicialicen los cálculos.
Para esta primera aproximación se tomará un valor de $A = 0,5 \cdot n^\circ$ personas.
- Q_{PC} se define como el calor que aún llegando a los colectores, estos no son capaces de captar.

Puede obtenerse a partir del catálogo del fabricante de colectores basándose en su curva de rendimiento.

$$\eta_c = a_0 - a_1 \cdot \left(\frac{T_{CI} - T_0}{I_T \cdot A} \right)$$

Las pérdidas ópticas del colector se calculan partiendo de la fórmula para obtener el rendimiento del colector:

$$\eta_c = \frac{Q_C}{I_T \cdot A} = \frac{m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{CO} - T_{CI})}{I_T \cdot A} = 1 - \frac{Q_{PC}}{I_T \cdot A}$$

Despejando de la misma, se obtiene el valor de Q_{PC} buscado:

$$Q_{PC} = I_T \cdot A \cdot \left(1 - a_0 + a_1 \cdot \left(\frac{T_{CI} - T_0}{I_T} \right) \right)$$



- El caudal m_1 que circula en los colectores será el caudal recomendado por el fabricante del mismo, que en este caso, para el colector SK500N es:

$$m_1 = m_2 = m_{fab} \cdot A_{estimada} \cdot \rho_1 = 30 \frac{l}{h \cdot m^2} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 27m^2 \cdot \frac{1,023kg}{1l} = 0,230 \frac{kg}{s}$$

- El valor de Cp_1 vendrá en función del fluido de trabajo utilizado en el circuito primario. El fluido de trabajo que se utilizará consiste en una disolución de agua-anticongelante (el más utilizado actualmente es el propilenglicol) en unas proporciones recomendadas según las temperaturas que deba soportar.
- $a_0 = 0,795$. Coeficiente de pérdidas ópticas.
- $a_1 = 3,63 \frac{W}{m^2 \cdot K}$. Coeficiente de pérdidas por conducción y convección.

Nota: Las propiedades termo físicas para dicha disolución han sido calculadas en el apartado de fluido portante.

Finalmente tras la explicación de cada término de la ecuación (1), se llega a la primera ecuación del sistema que es:

$$m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A \cdot \left(a_0 - a_1 \cdot \left(\frac{T_{ci} - T_0}{I_T} \right) \right) \quad (I)$$

2. Balance de energía en el intercambiador de calor

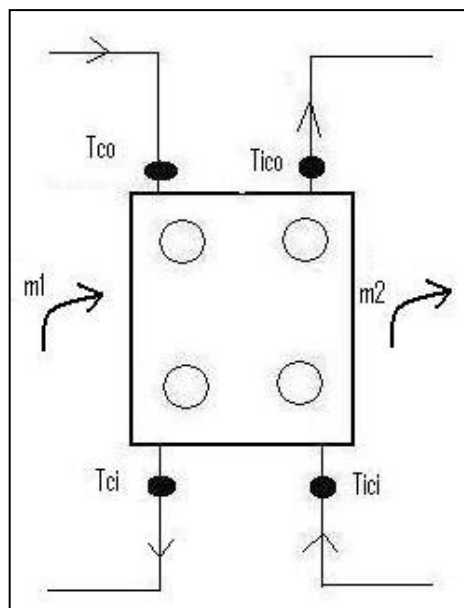


Figura 12: Balance de energía en el intercambiador de calor



El intercambiador de calor es el elemento que permite al circuito solar ceder la energía captada al circuito auxiliar. El intercambiador que se utilizará en el diseño será simétrico, es decir, $m_1 = m_2$.

A partir del balance de energía en el intercambiador se obtiene la ecuación II del sistema:

$$m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{CO} - T_{CI}) = m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ICO} - T_{ICI}) \quad (II)$$

Donde:

- m_2 : Caudal que circula por el circuito secundario, al tratarse de un intercambiador simétrico $m_1 = m_2$.
- Cp_2 : Calor específico del fluido caloportador, en el circuito secundario: agua, a la temperatura de trabajo del mismo.

3. Eficiencia del intercambiador de calor

La eficiencia es la capacidad del intercambiador para transmitir la energía respecto del máximo posible. Los valores habituales de eficiencia en intercambiadores de placas oscilan entre el 70 % y el 80 %.

Para este primer cálculo aproximado se tomará un valor de eficiencia del intercambiador de $\xi = 0,8$, más adelante se buscará un intercambiador comercial cuyas características cumplan los requisitos necesarios y se utilizarán sus valores reales para el cálculo final.

A partir de la definición de eficiencia del intercambiador es sencillo obtener la tercera ecuación del sistema que ha de resolverse.

Donde:

$$\xi = \frac{m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ICO} - T_{ICI})}{C_{\min} (T_{CO} - T_{CI})} \quad (III)$$

- ξ_{IC} : Eficiencia del intercambiador
- C_{\min} : $\min (m_1 \cdot Cp_1, m_2 \cdot Cp_2)$

Como $m_1 = m_2$ y $Cp_1 < Cp_2 \Rightarrow C_{\min} = m_1 \cdot Cp_1$

4. Contribución solar mínima

La cuarta ecuación de la que disponemos es la relación entre la diferencia de la temperatura a la salida del tanque (T_{cons}) y la temperatura de suministro de ACS, ($T_{sum} = 60^\circ \text{C}$), con la temperatura de red (T_{red}).



Este cociente se denomina contribución solar mínima o fracción solar definiéndose como el porcentaje de energía suministrado por los captadores solares sobre el total de energía requerida para calentar todo el ACS consumido en el edificio.

Como ya hemos visto anteriormente, para el caso que nos ocupa, la fracción solar mínima debe de ser del 50 %, representando qué temperatura es capaz de alcanzarse gracias a la utilización exclusiva de nuestra instalación solar.

Este valor de f varía en función de la zona climática en la que se encuentre la instalación solar, demanda de ACS y tipo de fuente de energía auxiliar.

Con lo explicado se expone la ecuación IV:

$$f = \frac{m_{cons} \cdot c p_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})}{m_{sum} \cdot c p_{sum} \cdot (T_{sum} - T_{red})} = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})} \quad (IV)$$

Donde:

- T_{cons} : temperatura que realmente se alcanza a la salida del tanque de acumulación en el circuito terciario (circuito de consumo).
- T_{sum} : temperatura que realmente debe alcanzar el agua suministrada al consumidor, que está establecida en 60° C.

5. Balance de energía en el depósito

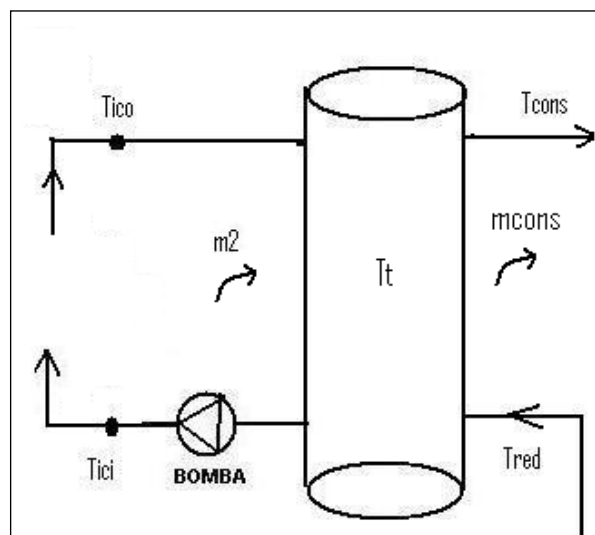


Figura 13: Balance de energía en el depósito

Realizando un balance de energía en el tanque se obtiene la quinta ecuación del sistema:

$$m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ICO} - T_{ICI}) = m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red}) \quad (V)$$

6. Grado de estratificación del tanque

La siguiente ecuación acompaña a la anterior, el significado de ambas es la transferencia de calor que se realiza dentro del tanque entre el agua que proviene del intercambiador ya caliente y el agua fría proveniente de la red exterior así como el gradiente de temperaturas que se forma dentro de éste debido a la estratificación.

El grado de estratificación es un coeficiente adimensional que trata de representar el perfil del gradiente de temperaturas que se producirá dentro del tanque, que será más pronunciado cuanto mayor sea este factor:

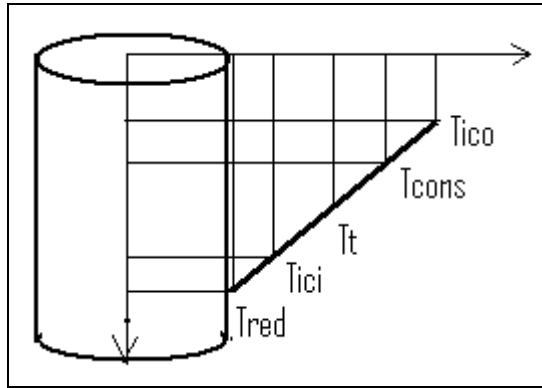


Figura 14: Grado de estratificación del tanque

Un tanque con estratificación tendrá un coeficiente E_T entre cero y uno:

$$0 \leq E_T \leq 1$$

Estimando que el gradiente en el tanque es lineal, y suponiendo que para los extremos:

$$\begin{cases} \text{Si } E_T = 0 \Rightarrow T_{cons} = T_t \\ \text{Si } E_T = 1 \Rightarrow T_{cons} = T_{ico} \end{cases}$$

Definimos dicho cociente como:

$$E_T = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t} \quad (VI)$$



- Para una primera iteración en el cálculo del sistema de ecuaciones se tomará un valor de $E_T = 0,25$

7. Temperatura media en el tanque

Tomando la suposición de tanque completamente mezclado, realizando un simple balance de energía:

$$m_2 \cdot Cp \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot Cp \cdot T_{red} = (m_2 + m_{cons}) \cdot Cp \cdot T_t$$

Despejando:

$$T_t = \frac{m_2 \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot T_{red}}{m_2 + m_{cons}} \quad (VII)$$

A continuación se representan los resultados obtenidos con el programa Mathcad utilizando los datos anuales.

Tci	Tco	Tici	Tico	Tcons	Tt	A
307,794 K	312,335 K	306,659 K	310,748 K	307,8 K	306,82 K	10,897m ²
↓	↓	↓	↓	↓	↓	
34,64°C	39,2°C	33,51°C	37,6°C	34,65°C	33,67°C	

Tabla 11: Resultados de los cálculos anuales teniendo en cuenta únicamente las pérdidas contempladas por la curva de normalización

El resultado obtenido dará una primera aproximación en cuanto al número de colectores que serán necesarios:

Así pues el número de colectores obtenido en este primer cálculo son:

$$n = \frac{A}{A_{colector}} = \frac{10,897m^2}{2,3m^2} = 4,74 \Rightarrow n = 5$$

Esta área calculada es la mínima que tenemos que poner para cumplir la fracción solar mínima obligatoria. Como 10,873 m² no se corresponde con un número entero de paneles, lo ajustaremos a:

$$A = n \cdot A_{colector} = 5 \cdot 2,3m^2 = 11,5m^2$$



4.1.4. DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN DE ACS MENSUAL VALORANDO ÚNICAMENTE LAS PÉRDIDAS CONTEMPLADAS POR LA CURVA DE NORMALIZACIÓN

Tras haber calculado una primera estimación en cuanto al número de colectores necesarios, se deberá continuar el estudio haciendo un análisis mes a mes de temperaturas y fracción solar obtenida. No se exigirá cumplir la normativa en cuanto a exceso de capacidad de la instalación puesto que aún falta por tenerse en cuenta las pérdidas debidas al viento, por tanto en este apartado sólo se valorarán las pérdidas contempladas por la curva de normalización, siendo éstas las pérdidas ópticas (a_0) y las pérdidas por conducción y convección (a_1).

Una vez que hemos establecido que la superficie de absorción son $11,5 \text{ m}^2$, estaremos en condiciones para calcular las fracciones solares mensuales.

Para calcular la fracción solar y las temperaturas de funcionamiento reales, usaremos el mismo procedimiento de antes, pero esta vez en vez de ser el área de paneles una incógnita, será un dato y la fracción solar la convertiremos en una incógnita.

Al variar la superficie de absorción, varía también el flujo másico que circula por el circuito:

$$m_1 = m_2 = m_{fab} \cdot A_{absorción} \cdot \rho_1 = 30 \frac{l}{h \cdot m^2} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 11,5m^2 \cdot \frac{1,023kg}{1l} = 0,098 \frac{kg}{s}$$

Por tanto las temperaturas de funcionamiento para la media anual reales serán:

$$T_{CI} = 35,46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{CO} = 46,61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ICI} = 32,67 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ICO} = 42,71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{cons} = 35,83 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_t = 33,54 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La fracción solar resultante es:

$$f = 0,523$$



Cálculo mensual

Ahora vamos a calcular la fracción solar para cada uno de los doce meses del año. Para ello tendremos que cambiar algunos datos que varían en función del mes.

A continuación se muestra una tabla con los cuatro parámetros que varían para el cálculo mensual:

<u>MES</u>	$T_{red}(^{\circ}C)$	$T_0(^{\circ}C)$	$I_T(KW/m^2)$	$m_{cons}(kg/s)$
ENERO	5	6	0,277	0,041
FEBRERO	6	7	0,363	0,037
MARZO	8	10	0,487	0,037
ABRIL	10	13	0,545	0,035
MAYO	11	16	0,593	0,035
JUNIO	12	20	0,673	0,035
JULIO	13	24	0,741	0,035
AGOSTO	12	23	0,727	0,035
SEPTIEMBRE	11	20	0,648	0,037
OCTUBRE	10	14	0,460	0,037
NOVIEMBRE	8	9	0,357	0,041
DICIEMBRE	5	6	0,263	0,044

Tabla 12: Datos necesarios para el cálculo mensual valorando únicamente las pérdidas contempladas por la curva de normalización

Como ejemplo calcularemos el mes de enero. El procedimiento para el cálculo de los once meses restantes será el mismo:

ENERO

$$T_{red} = 5^{\circ}C$$

$$T_0 = 6^{\circ}C$$

En el cálculo de la radiación variarán además la energía incidente y dos parámetros que ya hemos visto anteriormente, como son el coeficiente de corrección de la orientación y el número de horas de sol diarias:

$$I = 6,1 \frac{MJ}{m^2} = 1,7 \frac{KW \cdot h}{m^2} \rightarrow I = \frac{1,7 \frac{KW \cdot h}{m^2}}{8h} = 0,211 \frac{KW}{m^2}$$

$$I_T = 0,211 \frac{KW}{m^2} \cdot 1,31 = 0,277 \frac{KW}{m^2}$$



Con estas cuatro variaciones volvemos a usar el archivo de Mathcad para obtener las soluciones del mes de Enero:

$$T_{CI} = 16,84\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{CO} = 22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ICI} = 15,43\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ICO} = 20,51\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{CONS} = 17,06\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_t = 15,91\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$f = 0,219$$

Como ya se ha dicho anteriormente, repitiendo estos cálculos para cada mes se obtienen los siguientes resultados:

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
<u>T_{ci}</u> (°C)	16,84	22,92	31,05	36,86	40,63	46,13	51,4	49,37	42,68	32	23,3	15,66
<u>T_{co}</u> (°C)	22,5	30,12	41,88	47,65	52,52	59,84	68,44	64,37	56,15	41,35	30,49	21,10
<u>T_{ici}</u> (°C)	15,43	21,12	28,35	34,17	37,65	42,71	47,13	45,62	39,31	29,66	21,46	14,31
<u>T_{ico}</u> (°C)	20,51	27,60	37,06	43,88	48,37	55,05	60,85	59,13	51,44	38,08	27,96	19,2
<u>T_{cons}</u> (°C)	17,06	23,16	31,09	37,19	40,99	46,55	51,41	49,83	43,13	32,31	23,55	15,9
<u>T_t</u> (°C)	15,91	21,68	29,1	34,96	38,53	43,72	48,26	46,73	40,36	30,4	22,07	14,8
<u>f</u> (%)	21,9	31,8	44,4	54,4	61,2	72	81,7	78,8	65,6	44,6	29,9	19,8

Tabla 13: Resultados mensuales de los cálculos valorando únicamente las pérdidas contempladas por la curva de normalización.

Para verlo de forma más clara, a continuación vamos a ver una gráfica de la fracción solar mes a mes:

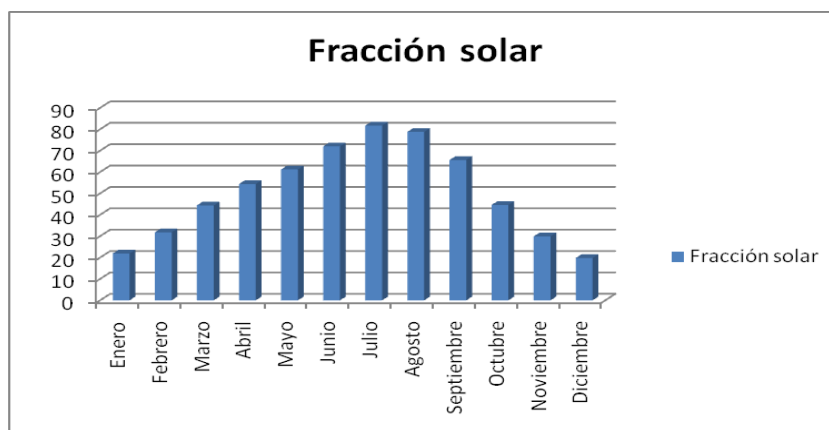


Figura 15: Fracción solar mensual



El dimensionado básico de una instalación, para cualquier aplicación, deberá realizarse de tal forma que en ningún mes del año la energía producida por la instalación solar supere el 110 % de la demanda de consumo y no más de tres meses seguidos el 100 %. A estos efectos, y para instalaciones de un marcado carácter estacional, no se tomarán en consideración aquellos períodos de tiempo en los cuales la demanda se sitúe un 50 % debajo de la media correspondiente al resto del año.

Como podemos comprobar en los resultados de la tabla y la gráfica, en ningún mes la fracción solar es mayor del 110%, por tanto la instalación se podría montar sin ningún problema.

4.1.5. CÁLCULO DE LA INSTALACIÓN CON PÉRDIDAS DEBIDAS AL VIENTO

Se van a considerar dos tipos de pérdidas en la instalación solar, en primer lugar unas pérdidas por convección forzada a causa del viento en los elementos que se encuentre en el tejado, colectores y tuberías; y en segundo lugar, unas pérdidas por convección natural en el tramo de tuberías que van desde el tejado hasta la caldera situada en el sótano del edificio, pero estas últimas serán despreciables.

Al igual que en los cálculos anteriores, es decir, sólo teniendo en cuenta las pérdidas contempladas por la curva de normalización, en este apartado vamos a realizar los cálculos pertenecientes a la fracción solar anual y a la fracción solar en cada uno de los meses.

Para todos estos cálculos resolveremos un sistema de 9 ecuaciones con 9 incógnitas, que se explicará más adelante.

En los cálculos con pérdidas debidas al viento, empezamos considerando un área exterior de $11,5 \text{ m}^2$, como había salido en los cálculos anteriores, pero al observar los resultados vimos que la fracción solar anual era inferior al 50 %, exactamente nos daba un 46,1 % de fracción solar, con este resultado vemos que no es suficiente para satisfacer la demanda.

Ante esta situación se pondrá un colector más en nuestra instalación, quedando finalmente lo siguiente:

$$\text{Area} = 13,8 \text{ m}^2$$

$$N^{\circ}_{\text{paneles}} = 6$$

Al variar la superficie de absorción, varía también el flujo másico que circula por el circuito aumentando de esta forma el caudal:

$$m_1 = m_2 = m_{fab} \cdot A_{\text{absorción}} \cdot \rho_1 = 30 \frac{l}{h \cdot m^2} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 13,8 \text{ m}^2 \cdot \frac{1,023 \text{ kg}}{1l} = 0,117 \frac{\text{kg}}{s}$$

Por tanto éste será el caudal que utilizaremos en los cálculos restantes.



4.1.5.1. PÉRDIDAS EN LOS COLECTORES

Para comenzar con dicho cálculo, en primer lugar tendremos que ver la tabla con los valores del viento que vamos a usar.

Esta tabla representa la velocidad media mensual del año 2007 en el aeropuerto de Salamanca (Matacán).

Velocidad media del viento (Km/h)

Período	Enero	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Agos	Sept	Oct	Nov	Dic	Anual
V(km/h)	9,4	15,7	13,4	8,5	11,5	10,2	8,5	10,5	7,6	5,2	7	6,6	9,51
V(m/s)	2,61	4,36	3,72	2,36	3,19	2,83	2,36	2,92	2,11	1,44	1,94	1,83	2,64

Tabla 14: Velocidad media del viento (km/h) en Salamanca [8]

Para calcular la resistencia térmica total producida por el colector debido al viento, se hará un esquema térmico equivalente, donde se muestran todas las resistencias de conducción y convección que dan lugar a la transferencia de calor producida.

Cabe destacar que se han despreciado las resistencias térmicas de contacto, por sencillez en los cálculos, y porque el valor de éstas es muy pequeño, tanto que se puede despreciar sin alterar ningún resultado numérico.

A continuación mostramos un esquema de la sección de un panel solar y las sucesivas resistencias térmicas que vamos a considerar en este estudio:

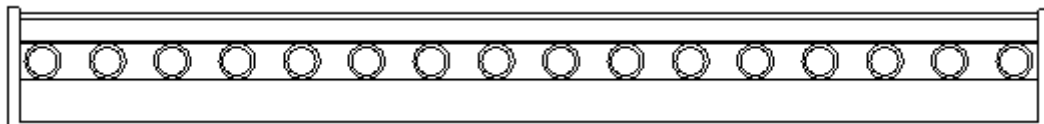


Figura 16: Sección de un panel solar

Desde el interior del tubo hasta el ambiente tenemos 6 resistencias térmicas:

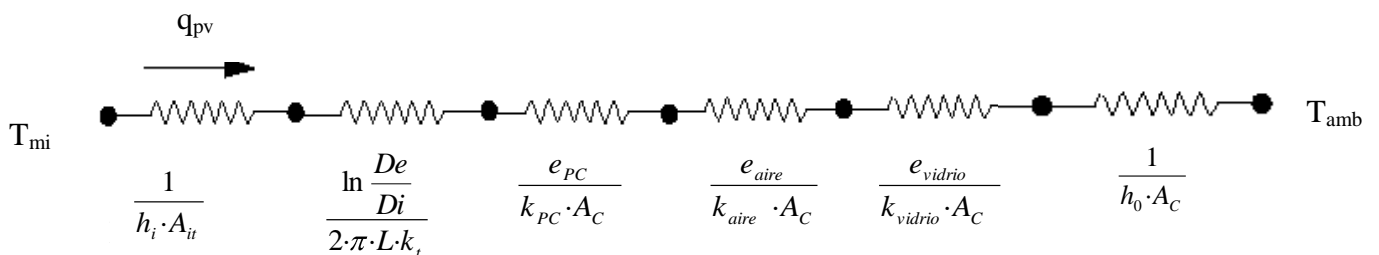


Figura 17: Esquema de resistencias térmicas de los colectores



- Q_{pv} : calor que pierde el fluido del interior del serpentín a favor del ambiente.
- $\frac{1}{h_i \cdot A_{it}}$: Resistencia térmica de convección en el interior del serpentín.
- $\frac{\ln \frac{De}{Di}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_t}$: Resistencia térmica del tubo.
- $\frac{e_{PC}}{k_{PC} \cdot A_C}$: Resistencia térmica de la placa colectora.
- $\frac{e_{aire}}{k_{aire} \cdot A_C}$: Resistencia térmica de la cámara de aire, suponiéndolo quieto.
- $\frac{e_{vidrio}}{k_{vidrio} \cdot A_C}$: Resistencia térmica del vidrio colector.
- $\frac{1}{h_0 \cdot A_C}$: Resistencia térmica a la convección sobre la superficie del panel.
- T_{mi} : temperatura media en el interior del serpentín.
- T_{amb} : temperatura ambiente.

1. Convección en el interior del serpentín

Para comenzar, calcularemos el número de Reynolds del fluido que circula por el interior del serpentín para conocer el régimen de circulación en el cual nos encontramos para así poder escoger el método de cálculo que más nos convenga:

$$Re_D = \frac{u \cdot D_i}{\nu}$$

Donde:

- u : velocidad del fluido, que calcularemos a continuación.
- $D_i = 8$ mm, diámetro interior de los tubos del absorbedor.
- $\nu = 2,805 \cdot 10^{-6}$, viscosidad cinemática del fluido.



Para calcular la velocidad tenemos que tener en cuenta, como ya dijimos anteriormente, que los colectores están conectados en paralelo, por tanto el caudal que circula por cada uno de ellos es el resultado de dividir el caudal total por el número de colectores, tal y como se muestra a continuación:

$$u = \frac{4 \cdot \frac{m_1}{n^{\circ}_{COLEC}}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot D_i^2} = \frac{4 \cdot \frac{0,117 \text{ kg}}{6 \text{ s}}}{\pi \cdot 1023 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (8 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2} = 0,379 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Antes de continuar tendremos que comprobar si el flujo que circula por los tubos absorbedores es laminar o turbulento, lo cual viene definido por el número de Reynolds:

$$\text{Re}_D < 2300 \Rightarrow \text{Flujo laminar.}$$

$$\text{Re}_D > 2300 \Rightarrow \text{Flujo turbulento}$$

Una vez calculada la velocidad y sabiendo m_1 , podemos calcular el número de Reynolds:

$$\text{Re}_D = \frac{u \cdot D_i}{\nu} = \frac{0,379 \cdot 0,008}{2,805 \cdot 10^{-6}} = 1082 \Rightarrow \text{Re} < 2300 \Rightarrow \text{Flujo laminar}$$

Además de flujo laminar tenemos flujo completamente desarrollado, por tanto podemos aplicar la siguiente correlación suponiendo un flujo constante:

$$\text{Nu}_D = 4,36$$

Sabiendo que se cumple la igualdad:

$$\text{Nu}_D = \frac{h_i \cdot D_i}{k_1}$$

Despejamos el valor de h_i :

$$h_i = 234,895 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

** Este es el coeficiente de convección para la media anual, más adelante se presentarán los resultados para valores mensuales.*



2. Convección sobre el panel

Para el cálculo del coeficiente de convección sobre los paneles vamos a suponer un flujo paralelo sobre placa plana, para lo cual, tendremos que trabajar como si los seis paneles consecutivos formaran una única superficie.

Antes de continuar tendremos que comprobar si el flujo que circula por los paneles es laminar o turbulento, lo cual viene definido por el número de Reynolds:

$$Re_D < 5 \cdot 10^5 \Rightarrow \text{Flujo laminar}$$

$$Re_D > 5 \cdot 10^5 \Rightarrow \text{Flujo turbulento}$$

A continuación vamos a calcular el número de Reynolds para comprobarlo:

$$Re_L = \frac{\rho_{\text{aire}} \cdot V_{\text{viento}} \cdot L_C}{\mu_{\text{aire}}}$$

Siendo:

- $L_C : 1,26 \cdot 6 = 7,56$ m, es la longitud característica de los paneles.
- $\rho : 1,1614 \frac{kg}{m^3}$ es la densidad del aire.
- $\mu : 1,846 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$ es la viscosidad dinámica del aire.
- $V : 9,51 \frac{km}{h} = 2,64 \frac{m}{s}$ es la velocidad media anual del viento.

* Los valores del aire son para 300 K. (fuente: Incropera)

Calculando Reynolds:

$$Re_L = \frac{\rho_{\text{aire}} \cdot V_{\text{viento}} \cdot L_C}{\mu_{\text{aire}}} = \frac{1,1614 \cdot 2,64 \cdot 7,56}{1,846 \cdot 10^{-5}} = 1,256 \cdot 10^6$$

Una vez que hemos calculado Reynolds, podemos ver que $Re > 5 \cdot 10^5$ y por tanto el flujo se volverá turbulento en algún punto (L) de la superficie de los paneles.

Esto sucederá cuando Reynolds sea crítico $\Rightarrow Re_{\text{crítico}} = 5 \cdot 10^5$.

$$Re_{\text{crítico}} = \frac{\rho_{\text{aire}} \cdot V_{\text{viento}} \cdot L}{\mu_{\text{aire}}} \Rightarrow L = \frac{Re_{\text{crítico}} \cdot \mu_{\text{aire}}}{\rho_{\text{aire}} \cdot V_{\text{viento}}} = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 1,846 \cdot 10^{-5}}{1,1614 \cdot 2,64} = 3,01 m$$



Como el flujo laminar representa aproximadamente el 50 % del flujo sobre los paneles, no se puede despreciar y por tanto emplearemos la relación que surge de combinar la transmisión de calor laminar y la analogía de Colburn para flujo turbulento:

$$Nu = \left[0,037 \cdot Re_L^{0,8} - \left(0,037 \cdot Re_{crítico}^{0,8} - 0,664 \cdot Re_{crítico}^{\frac{1}{2}} \right) \right] \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Si sustituimos el valor de Reynolds crítico, el número de Nusselt será:

$$Nu = 0,037 \cdot Re_L^{0,8} - 871 \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Para los valores:

$$5 \cdot 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$$

$$0,6 \leq Pr \leq 60$$

Ahora calcularemos el número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu_{aire} \cdot Cp_{aire}}{k_{aire}} = \frac{1,846 \cdot 10^{-5} \cdot 1007}{0,0263} = 0,707$$

Siendo:

- $\mu_{aire} = 1,846 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$ es la viscosidad dinámica del aire.
- $Cp_{aire} = 1,007 \frac{KJ}{kg \cdot K}$ es el calor específico del aire.
- $k_{aire} = 0,0263 \frac{W}{m \cdot K}$ es el coeficiente de transferencia de calor del aire.

Por tanto el número de Nusselt será:

$$Nu = 1719$$

Una vez calculado el número de Nusselt, podremos calcular nuestra incógnita h_0 :

$$Nu_D = \frac{h \cdot Lc}{k_{aire}} \rightarrow \boxed{h_0 = 5,981 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

**Este valor es válido para la media anual, más adelante se calcularán los resultados para valores mensuales.*



3. Conductancia o coeficiente global de transferencia de calor.

El coeficiente global de transferencia de calor indica la potencia que se pierde por cada metro cuadrado y grado centígrado que haya de diferencia entre la temperatura, del fluido que circula por el interior del serpentín y la del ambiente.

Definiremos como resistencia equivalente al sumatorio de cada resistencia térmica que influya en la transferencia de calor desde el fluido hasta el exterior del colector solar.

$$R_{eq} = R_f + R_s + R_{pc} + R_{aire} + R_v + R_0$$

Como a la hora de plantear las resistencias térmicas, hemos incluido en su definición el área de intercambio propio a cada elemento, definiremos el producto del coeficiente global de transferencia de calor por el área de intercambio, como la inversa de la resistencia equivalente del panel:

$$U \cdot A = \frac{1}{R_{eq}}$$

Por tanto calculamos ahora el valor de cada resistencia para poder calcular más tarde el valor de la resistencia equivalente y con ella el coeficiente global de transferencia de calor.

Para ello tendremos que ver cuales son los datos necesarios para hacer dichos cálculos:

$$L_{tubos} = 24m \cdot 6 = 144m$$

$$Ac = 2,3m^2 \cdot 6 = 13.8m^2$$

$$A_{it} = \pi \cdot D_i \cdot L_{tubos} = 3,619m^2$$

$$e_{pc} = 0,0004m$$

$$e_{aire} = 0,03m$$

$$e_v = 0,004m$$

$$k_{cu} = 401 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$k_v = 0,4 \frac{W}{m \cdot K}$$

Y las resistencias serán:

$$\blacksquare R_{c.int} = \frac{1}{h_i \cdot A_{it}} = 1,176 \cdot 10^{-3} \frac{K}{W}$$

$$\blacksquare R_{serpentin} = \frac{\ln \frac{De}{Di}}{2 \cdot \pi \cdot L_{tubos} \cdot k_{cu}} = 6,15 \cdot 10^{-7} \frac{K}{W}$$



- $R_{PC} = \frac{e_{PC}}{k_{Cu} \cdot A_C} = 7,228 \cdot 10^{-8} \frac{K}{W}$
- $R_{aire} = \frac{e_{aire}}{k_{aire} \cdot A_C} = 0,083 \frac{K}{W}$
- $R_{vidrio} = \frac{e_{vidrio}}{k_{vidrio} \cdot A_C} = 7,246 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$
- $R_0 = \frac{1}{h_0 \cdot A_C} = 0,012 \frac{K}{W}$

Y por tanto la resistencia equivalente será:

$$R_{eq} = 0,097 \frac{K}{W}$$

Para comprobar cuales son los elementos del panel que proporcionan mayor aislamiento vamos a calcular el porcentaje de cada resistencia sobre el total de la resistencia equivalente:

$$\frac{R_{c.int}}{R_{eq}} = 1,217 \%$$

$$\frac{R_{serpentin}}{R_{eq}} = 0,0006362 \%$$

$$\frac{R_{PC}}{R_{eq}} = 0,00007477 \%$$

$$\frac{R_{aire}}{R_{eq}} = 85,501 \%$$

$$\frac{R_{vidrio}}{R_{eq}} = 0,75 \%$$

$$\frac{R_{c.ext}}{R_{eq}} = 12,532 \%$$

Como podemos ver, hay una resistencia de consideración en la convección exterior, pero el mayor elemento de aislamiento es la cámara de aire existente entre el vidrio y la placa colectora.



Con todos los valores de resistencias térmicas, podemos calcular el valor del coeficiente global de transferencia de calor, UA:

$$U \cdot A = \frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{0,097} = 10,344 \frac{W}{K}$$

** Este valor es válido para la media anual, más adelante se calcularán los resultados para valores mensuales.*

4.1.5.2. PÉRDIDAS EN TUBERÍAS

Empezaremos diferenciando las tuberías que están en el exterior de la cubierta y las que se encuentran en los interiores del edificio.

- Para las tuberías que están en el exterior tendremos que tener en cuenta la velocidad del viento, lo que supone la generación de convección forzada.
- Para las tuberías que están en el interior del edificio, al no haber viento, tendremos que calcular la convección natural debida al aire que se encuentra alrededor de ellas, siendo estas pérdidas muy pequeñas y por tanto despreciables.

La disposición de tuberías en este tipo de instalaciones es como se observa en la siguiente imagen:

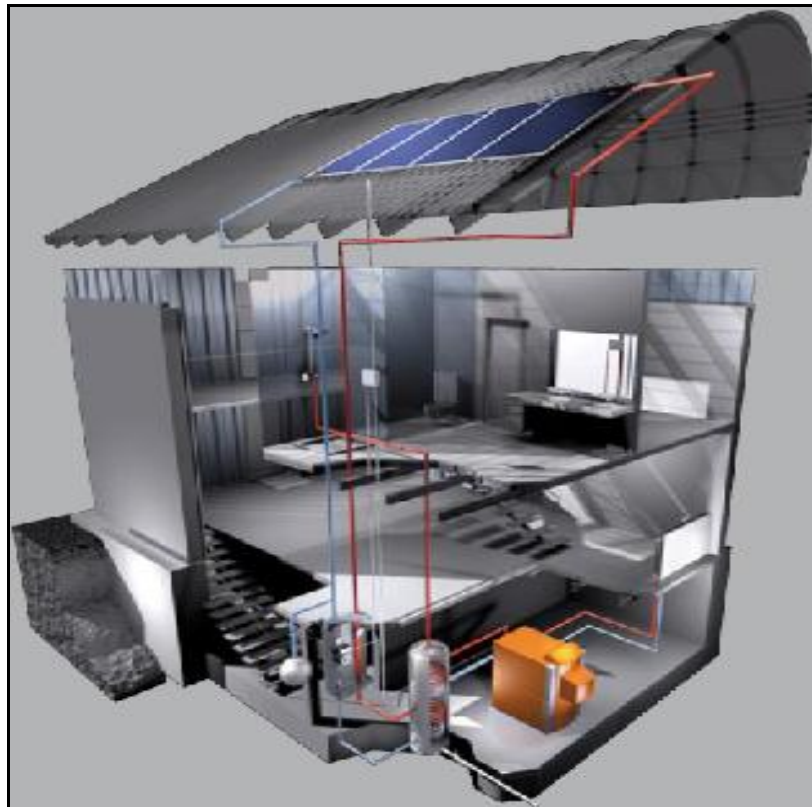


Figura 18: Disposición de tuberías en la Instalación [4]



En nuestra instalación las tuberías las llevaremos por donde indicamos en la siguiente figura:

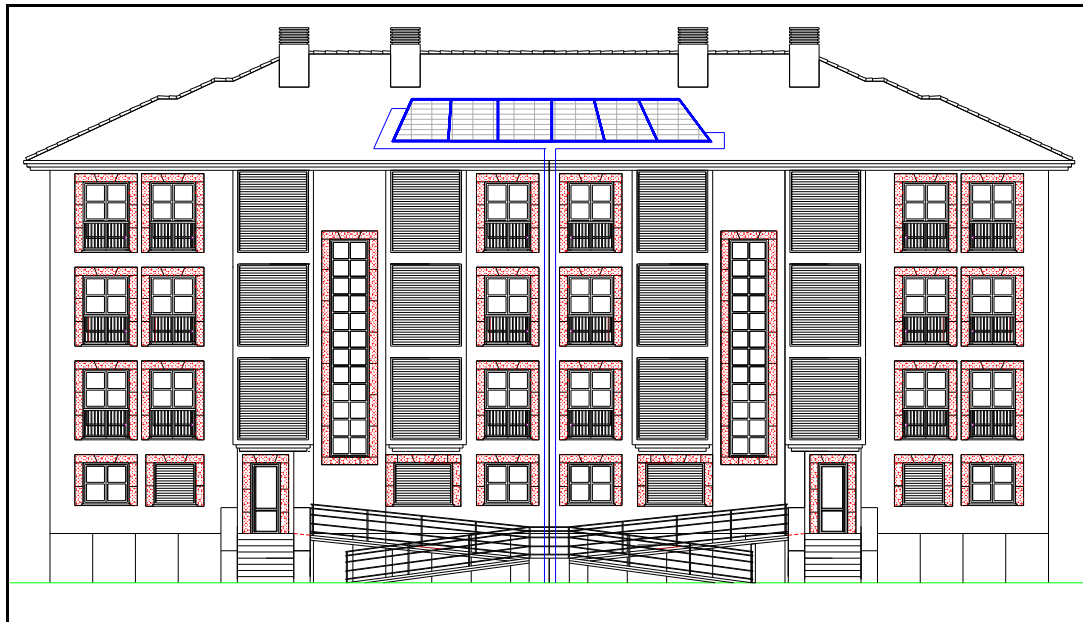


Figura 19: Disposición de tuberías exteriores en el edificio

Desde el interior del tubo hasta el ambiente tenemos 4 resistencias térmicas cuyo esquema es el siguiente:

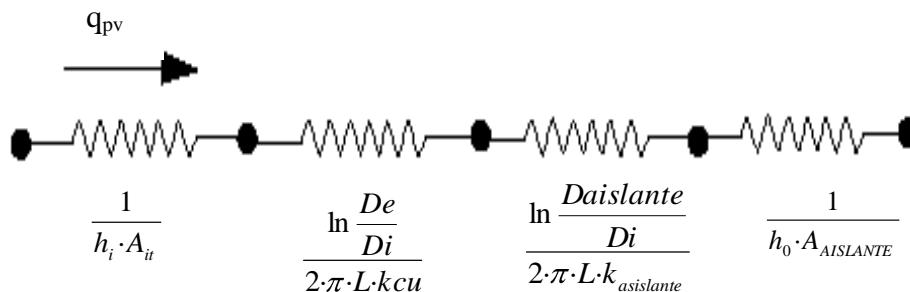


Figura 20: Esquema de resistencias térmicas en las tuberías

Donde:

- Q_{pv} : calor que pierde el fluido del interior de la tubería a favor del ambiente.
- $\frac{1}{h_i \cdot A_{it}}$: Resistencia a la convección en el interior de la tubería.
- $\frac{\ln \frac{De}{Di}}{2 \cdot \pi \cdot L_{tuberia} \cdot k_{CU}}$: Resistencia térmica de conducción del tubo de cobre.



- $\frac{\ln \frac{D_{aislante}}{D_e}}{2 \cdot \pi \cdot L_{tuberia} \cdot k_{aislante}}$: Resistencia térmica de conducción del aislante.
- $\frac{1}{h_0 \cdot A_c}$: Resistencia térmica de convección exterior.

Tendremos que hacer una distinción entre la tubería caliente y la tubería fría de la parte exterior, aunque como podemos ver ambas medirán lo mismo:

La longitud de la tubería caliente es: $L_{tuberiacaliente} = 30 \text{ m}$

La longitud de la tubería fría es: $L_{tuberiafría} = 30 \text{ m}$

Las propiedades del fluido han variado debido a que ya no están a la misma temperatura, según circule por la tubería fría o caliente, siendo estas propiedades las siguientes:

TUBERÍA	$\mu \left(\frac{kg}{m \cdot s} \right)$	$\nu \left(\frac{m^2}{s} \right)$	$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	$K \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$	Pr	Cp(KJ/kg·K)
Fría	$2,372 \cdot 10^{-6}$	$2,328 \cdot 10^{-6}$	1019	0,433	20,731	3781
Caliente	$1,676 \cdot 10^{-6}$	$1,657 \cdot 10^{-6}$	1011	0,437	14,587	3801

Tabla 15: Propiedades del fluido que circula por la tubería fría y caliente

Por último tendremos que calcular el diámetro de las tuberías tanto frías como calientes. Como las tuberías de subida y bajada han de recopilar el caudal de todos los colectores, su diámetro ha de ser superior que el de los tubos absorbedores (aproximadamente el doble), por tanto el diámetro de las tuberías será 16/18.

1. Convección en el interior de las tuberías

Al igual que se hizo para los colectores, comenzaremos calculando el número de Reynolds del fluido que circula por el interior de la tubería para conocer el régimen de circulación en el cual nos encontramos, para así poder escoger el método de cálculo que más nos convenga:

$$Re_D = \frac{\mu \cdot D_i}{\nu}$$

Donde:

- u : velocidad del fluido, que calcularemos a continuación.
- $D_i = 16 \text{ mm}$, diámetro interior de la tubería.



- $\nu_{\text{frío}} = 2,328 \cdot 10^{-6}$, viscosidad cinemática del fluido frío.
- $\nu_{\text{caliente}} = 1,657 \cdot 10^{-6}$, viscosidad cinemática del fluido caliente.

Calculamos la velocidad:

$$u_f = \frac{4 \cdot m_1}{\pi \cdot \rho_1 \cdot D_i^2} = \frac{4 \cdot 0,117 \frac{kg}{s}}{\pi \cdot 1019 \frac{kg}{m^3} \cdot (8 \cdot 10^{-3} m)^2} = 0,571 \frac{m}{s}$$

$$u_c = \frac{4 \cdot m_1}{\pi \cdot \rho_c \cdot D_i^2} = \frac{4 \cdot 0,117 \frac{kg}{s}}{\pi \cdot 1011 \frac{kg}{m^3} \cdot (8 \cdot 10^{-3} m)^2} = 0,576 \frac{m}{s}$$

Antes de continuar tendremos que comprobar si el flujo que circula por las tuberías es laminar o turbulento, lo cual viene definido por el número de Reynolds:

$Re_D < 2300 \Rightarrow$ Flujo laminar.

$Re_D > 2300 \Rightarrow$ Flujo turbulento

Una vez calculada la velocidad y sabiendo m_1 , podemos calcular el número de Reynolds:

$$Re_f = \frac{u_f \cdot D_i}{\nu} = \frac{1,462 \cdot 0,01}{2,328 \cdot 10^{-6}} = 3925 \Rightarrow Re > 2300 \Rightarrow \text{Flujo turbulento}$$

$$Re_c = \frac{u_c \cdot D_i}{\nu} = \frac{1,473 \cdot 0,01}{1,657 \cdot 10^{-6}} = 5558 \Rightarrow Re > 2300 \Rightarrow \text{Flujo turbulento}$$

Además de flujo turbulento tenemos flujo completamente desarrollado, por tanto podemos aplicar la ecuación de Dittus-Boelter.

Dittus-Boelter definió el número de Nusselt en conductos en función de los números de Reynolds y Prandtl de la siguiente manera:

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^n$$



Siempre y cuando:

$$\frac{L}{D} > 10$$

$$10000 < Re_D < 10^6$$

$$0.7 < Pr < 160$$

Siendo:

$n = 0,4$, ya que en nuestro caso es calentamiento, porque en el colector el flujo se calienta.

$$Pr_f = 20,731$$

$$Re_f = 3925$$

$$Pr_c = 14,587$$

$$Re_c = 5558$$

Quedándonos por tanto un valor de Nusselt de:

$$Nu_f = 58$$

$$Nu_c = 66,56$$

Sabiendo que se cumple la igualdad:

$$Nu_D = \frac{h_i \cdot D_i}{k_1}$$

Despejamos el valor de h_i :

$$hi_f = 1570 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$hi_c = 1818 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

** Este es el coeficiente de convección para la media anual, más adelante se presentarán los resultados para valores mensuales.*

2. Cálculo de convección exterior

Para el cálculo del coeficiente de convección exterior en las tuberías necesitamos calcular el número de Reynolds y con ello podremos ver si el flujo es laminar o turbulento:

$$Re_D < 5 \cdot 10^5 \Rightarrow \text{Flujo laminar}$$

$$Re_D > 5 \cdot 10^5 \Rightarrow \text{Flujo turbulento}$$

El fluido exterior es aire y sus propiedades son las que se muestran a continuación:

$$- \rho_{\text{aire}} : 1,1614 \frac{kg}{m^3} \text{ es la densidad del aire.}$$



- $\mu_{\text{aire}} : 1,846 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$ es la viscosidad dinámica del aire.
- $C_{p_{\text{aire}}} = 1,007 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ es el calor específico del aire.
- $k_{\text{aire}} = 0,0263 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$ es el coeficiente de transferencia de calor del aire.
- $Pr_{\text{aire}} = \frac{\mu_{\text{aire}} \cdot C_{p_{\text{aire}}}}{k_{\text{aire}}} = 0,707$

A continuación vamos a calcular el número de Reynolds para comprobarlo:

$$Re_L = \frac{\rho_{\text{aire}} \cdot V_{\text{viento}} \cdot L_C}{\mu_{\text{aire}}}$$

Siendo:

- $L_C: D_{\text{aislante}} = 0,030 \text{ m}$, es el diámetro del aislante.
- $V: 9,51 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 2,64 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ es la velocidad media anual del viento.

** Los valores del aire son para 300 K. (fuente: Incropera)*

Calculando Reynolds:

$$Re_f = Re_c = \frac{\rho_{\text{aire}} \cdot V_{\text{viento}} \cdot L_C}{\mu_{\text{aire}}} = \frac{1,1614 \cdot 2,64 \cdot 0,019}{1,846 \cdot 10^{-5}} = 4983$$

Una vez que hemos calculado Reynolds, podemos ver que $Re < 5 \cdot 10^5$, por tanto el flujo será laminar.

Ahora bien, como tenemos flujo laminar, aplicaremos la correlación correspondiente a cilindro en flujo cruzado:

$$Nu_D = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{0,333}$$

Donde:

$$C = 0,193$$

$$m = 0,618$$

Por tanto el número de Nusselt será:

$$Nu_f = Nu_c = 33,15$$

Una vez calculado el número de Nusselt, podremos calcular nuestra incógnita h_0 :



$$Nu_D = \frac{h \cdot L_c}{k_{aire}} \rightarrow \boxed{h_{0f} = h_{0C} = 29,1 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

* Este valor es válido para la media anual, más adelante se calcularán los resultados para valores mensuales.

3. Conductancia o coeficiente global de transferencia de calor.

Definiremos como resistencia equivalente al sumatorio de cada resistencia térmica que influya en la transferencia de calor desde el fluido hasta el exterior de las tuberías.

$$R_{eq} = R_f + R_{CU} + R_{aislante} + R_0$$

Como a la hora de plantear las resistencias térmicas, hemos incluido en su definición el área de intercambio propio a cada elemento, definiremos el producto del coeficiente global de transferencia de calor por el área de intercambio, como la inversa de la resistencia equivalente del panel:

$$U \cdot A = \frac{1}{R_{eq}}$$

Por tanto calculamos ahora el valor de cada resistencia para poder calcular más tarde el valor de la resistencia equivalente de la tubería fría y caliente y con ella el coeficiente global de transferencia de calor de ambas.

Para ello tendremos que ver cuales son los datos necesarios para hacer dichos cálculos:

Tubería Fría

$$L_{tubF} = 30m$$

$$A_{tubF} = \pi \cdot D_i \cdot L_{tubF} = 1,508 m^2$$

$$A_{aislante} = \pi \cdot D_{aislante} \cdot L_{tubF} = 2,83 m^2$$

$$D_e = 0,018m$$

$$D_i = 0,016m$$

$$D_{aislante} = 0,030m$$

$$k_{cu} = 401 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$k_{aislante} = 0,037 \frac{W}{m \cdot K}$$

Tubería Caliente

$$L_{tubC} = 30m$$

$$A_{tubC} = \pi \cdot D_i \cdot L_{tubC} = 1,508 m^2$$

$$A_{aislante} = \pi \cdot D_{aislante} \cdot L_{tubC} = 2,83 m^2$$

$$D_e = 0,018m$$

$$D_i = 0,016m$$

$$D_{aislante} = 0,030m$$

$$k_{cu} = 401 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$k_{aislante} = 0,037 \frac{W}{m \cdot K}$$



Y las resistencias serán:

Tubería Fría

$$R_{f\text{ FRÍO}} = \frac{1}{h_i \cdot A_{TUBF}} = 4,224 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$$

$$R_{CU} = \frac{\ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{TUBF} \cdot k_{cu}} = 1,558 \cdot 10^{-6} \frac{K}{W}$$

$$R_{AISLANTE} = \frac{\ln\left(\frac{D_{AISLANTE}}{De}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{TUBF} \cdot k_{AISLANTE}} = 0,073 \frac{K}{W}$$

$$R_0 = \frac{1}{h_0 \cdot A_{AISLANTE}} = 0,012 \frac{K}{W}$$

Tubería Caliente

$$R_{f\text{ CALIENTE}} = \frac{1}{h_i \cdot A_{TUBC}} = 3,648 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$$

$$R_{CU} = \frac{\ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{TUBC} \cdot k_{cu}} = 1,558 \cdot 10^{-6} \frac{K}{W}$$

$$R_{AISLANTE} = \frac{\ln\left(\frac{D_{AISLANTE}}{De}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{TUBC} \cdot k_{AISLANTE}} = 0,073 \frac{K}{W}$$

$$R_0 = \frac{1}{h_0 \cdot A_{AISLANTE}} = 0,012 \frac{K}{W}$$

Y por tanto la resistencia equivalente y el coeficiente global de transferencia de calor serán:

Tubería Fría

$$R_{eq\text{ Frío}} = 0,086 \frac{K}{W}$$

$$U \cdot A_{\text{Frío}} = 11,652 \frac{W}{K}$$

Tubería Caliente

$$R_{eq\text{ Caliente}} = 0,086 \frac{K}{W}$$

$$U \cdot A_{\text{Caliente}} = 11,66 \frac{W}{K}$$

4. Cálculo de la fracción solar final

Una vez realizado el cálculo de las resistencias térmicas totales debidas a las pérdidas por el viento en los colectores y en las tuberías, resolveremos el sistema de ecuaciones pertinente para conocer los valores de las nuevas incógnitas que tenemos en cada uno de los diferentes meses.

El esquema de la instalación que tenemos ahora es el siguiente:

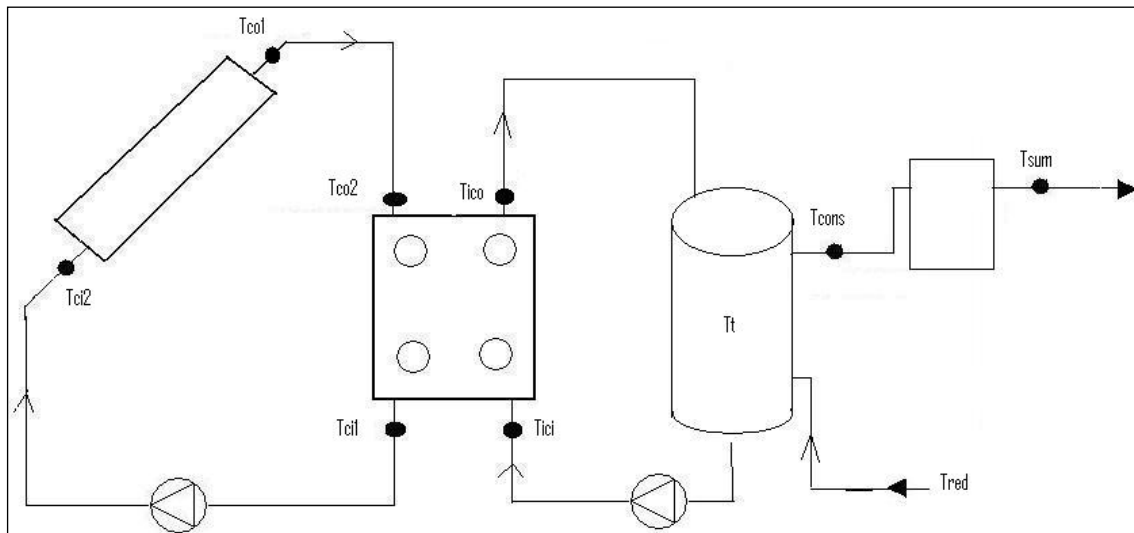


Figura 21: Esquema de la instalación con pérdidas debidas al viento

En este esquema podemos encontrar ciertas diferencias con respecto al que utilizábamos en el cálculo debido a las pérdidas contempladas por la curva de normalización, ya que distinguimos dos temperaturas de salida del colector, porque entre éstas se producen pérdidas en las tuberías, al igual que distinguimos dos temperaturas de entrada al colector por la misma razón.

Por tanto tendremos un sistema de 9 ecuaciones con 9 incógnitas, siendo las incógnitas las siguientes:

T_{CI1} = T^a de entrada al colector.

T_{CI2} = T^a de entrada al colector teniendo en cuenta las pérdidas en las tuberías exteriores.

T_{CO1} = T^a de salida del colector.

T_{CO2} = T^a de salida del colector teniendo en cuenta las pérdidas en las tuberías exteriores

T_{ICI} = T^a de entrada el intercambiador de calor

T_{ICO} = T^a de salida del intercambiador de calor

T_{cons} = T^a de consumo

$T_t = T^a$ de estratificación del tanque.

f = Fracción solar.

Las ecuaciones las obtendremos haciendo el balance de energía en los diferentes elementos del circuito, tal y como se hizo en el cálculo sin pérdidas solo que con las diferencias mencionadas anteriormente.

- Balance de energía en el campo de colectores:

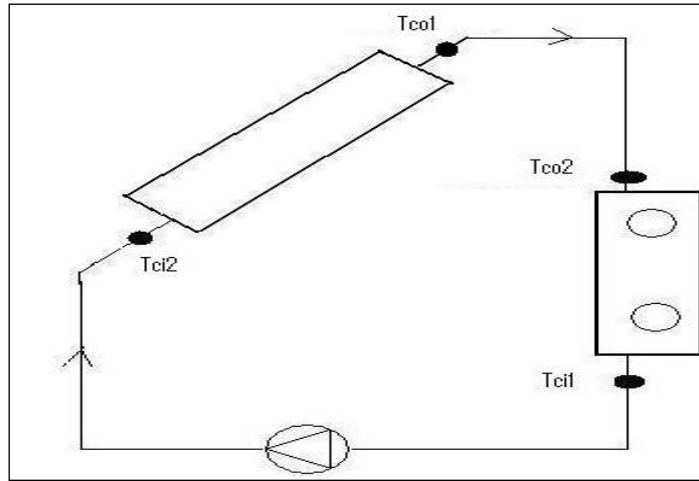


Figura 22: Balance de energía en el campo de colectores

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co1} - T_{ci2}) = I_T \cdot A - \left[1 - \left(a_0 - \frac{T_{ci2} - T_0}{I_T} \cdot a_1 \right) \right] \cdot I_T \cdot A - \left(\frac{1}{R_{eqcol}} \right) \cdot \left[\frac{(T_{co1} - T_0) - (T_{ci2} - T_0)}{\ln \left(\frac{T_{co1} - T_0}{T_{ci2} - T_0} \right)} \right] (I')$$

- Balance de energía en el intercambiador de calor.

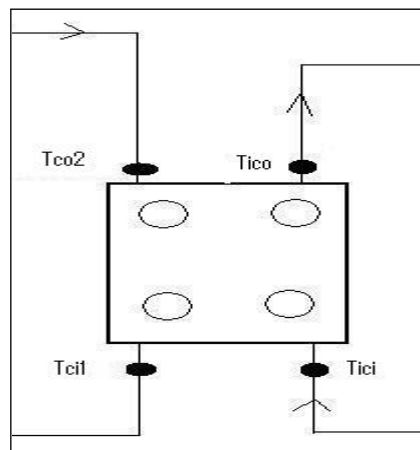


Figura 23: Balance de energía en el intercambiador de calor

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co2} - T_{ci1}) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) (II)$$



- Eficiencia en el intercambiador de calor:

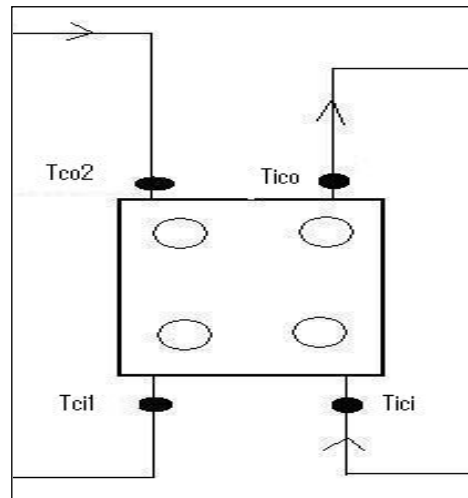


Figura 24: Eficiencia en el intercambiador de calor

$$\xi = \frac{Cp_2 \cdot (T_{ICO} - T_{ICI})}{Cp_1 (T_{CO2} - T_{ICI})} \quad (III)$$

- Balance de energía en el circuito secundario.

$$m_2 \cdot (T_{ICO} - T_{ICI}) = m_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red}) \quad (IV)$$

- Fracción solar:

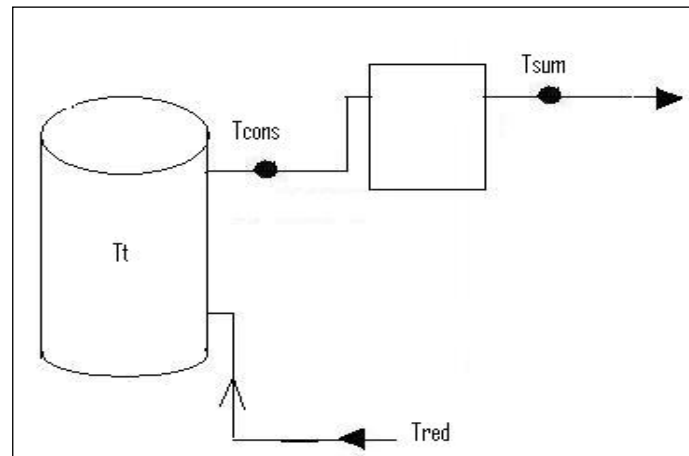


Figura 25: Fracción solar

$$f = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})} \quad (V)$$



- Grado de estratificación del tanque de almacenamiento:

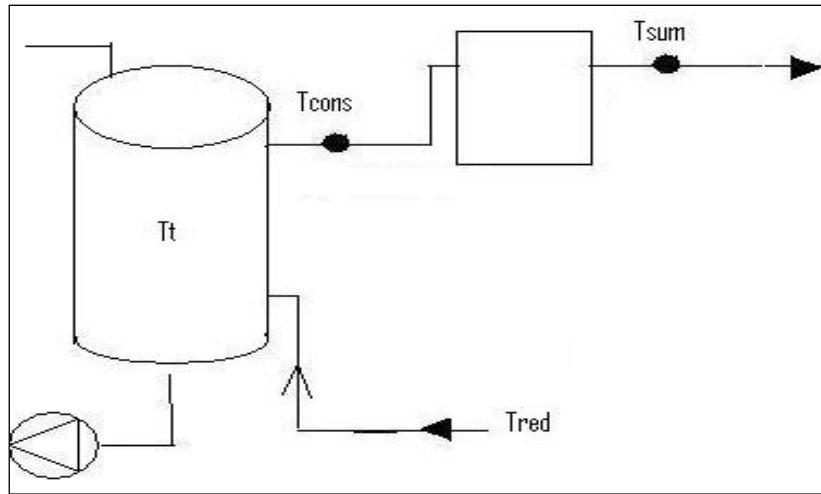


Figura 26: Grado de estratificación del tanque

$$E_T = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t} \quad (VI)$$

- Temperatura de estratificación del tanque:

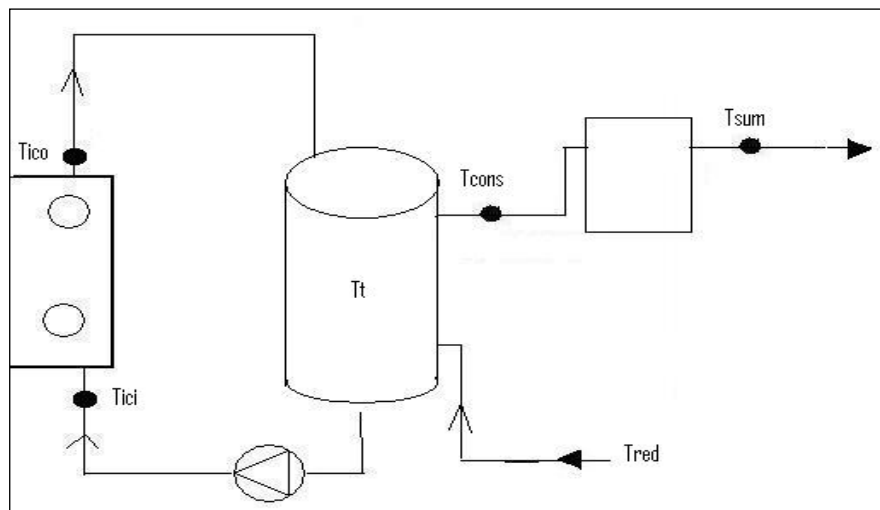


Figura 27: Temperatura de estratificación del tanque

$$T_t = \frac{m_2 \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot T_{red}}{m_2 + m_{cons}} \quad (VII)$$



- Balance de energía en la tubería caliente:

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{CO1} - T_{CO2}) = \frac{1}{R_{eqC}} \left[\frac{(T_{CO1} - T_0) - (T_{CO2} - T_0)}{\ln \left(\frac{T_{CO1} - T_0}{T_{CO2} - T_0} \right)} \right] \quad (VIII)$$

- Balance de energía en la tubería fría:

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{CI1} - T_{CI2}) = \frac{1}{R_{eqF}} \left[\frac{(T_{CI1} - T_0) - (T_{CI2} - T_0)}{\ln \left(\frac{T_{CI1} - T_0}{T_{CI2} - T_0} \right)} \right] \quad (IX)$$

Al igual que hicimos anteriormente, vamos a resolver este sistema de ecuaciones por medio de un archivo que hemos creado con el programa Mathcad.

Una vez que hemos desarrollado todas las ecuaciones necesarias para la resolución de nuestro sistema, los resultados obtenidos en cuanto al cálculo de fracción solar anual y temperaturas anuales son:

$T_{CI1} = 35,46^\circ\text{C}$, T^a de entrada al colector.

$T_{CI2} = 34,9^\circ\text{C}$, T^a de entrada al colector teniendo en cuenta las pérdidas en las tuberías exteriores.

$T_{CO1} = 45,6^\circ\text{C}$, T^a de salida del colector.

$T_{CO2} = 44,75^\circ\text{C}$, T^a de salida del colector teniendo en cuenta las pérdidas en las tuberías exteriores

$T_{ICI} = 33,13^\circ\text{C}$, T^a de entrada el intercambiador de calor

$T_{ICO} = 41,50^\circ\text{C}$, T^a de salida del intercambiador de calor

$T_{cons} = 35,7^\circ\text{C}$, T^a de consumo

$T_t = 33,75^\circ\text{C}$, T^a de estratificación del tanque.

La fracción solar resultante es:

$$f = 0,52 = 52\%$$

** Estos valores son válidos para la media anual, más adelante se calcularán los resultados para valores mensuales.*



Como podemos observar en los resultados, la fracción solar media anual obtenida satisface el 52 % de la radiación solar necesaria según nuestra zona climática (recordemos que era 50%), por tanto podemos considerar que nuestra instalación estará bien diseñada.

5. Cálculo mes a mes

Como hicimos anteriormente, haremos ahora los mismos cálculos para cada mes del año, para ello necesitaremos las resistencias equivalentes en las tuberías y en el colector calculado anteriormente y los datos variables para cada mes que son:

- T_{red} , temperatura de red.
- T_0 , temperatura ambiente.
- I_T , radiación total captada por los colectores.
- m_{cons} , caudal de agua consumida por los habitantes de las viviendas.

	Enero	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$Req_{col}(K/W)$	0,097	0,092	0,093	0,098	0,094	0,096	0,098	0,095	0,1	0,112	0,102	0,104
$Req_f(K/W)$	0,086	0,083	0,084	0,087	0,084	0,085	0,087	0,085	0,088	0,091	0,088	0,089
$Req_c(K/W)$	0,086	0,083	0,084	0,087	0,084	0,085	0,087	0,085	0,088	0,091	0,088	0,089

Tabla 16: Resultados de las resistencias térmicas

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$T_{red}(^{\circ}C)$	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5
$T_0(^{\circ}C)$	6	7	10	13	16	20	24	23	20	14	9	6
$I_T(W/m^2)$	277	363	487	545	59	673	740	726	648	460	357	263
$m_{cons}(kg/s)$	0,041	0,037	0,037	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,037	0,037	0,041	0,044

Tabla 17: Datos necesarios para la resolución del sistema de ecuaciones

Y por tanto los resultados definitivos de las incógnitas mes a mes son:

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$T_{ci1}(^{\circ}C)$	16,85	22,54	30,55	36,5	40,27	46,10	51,56	49,63	43,20	32,23	23,3	15,84
$T_{ci2}(^{\circ}C)$	16,6	22,12	29,93	35,86	39,62	45,41	50,76	48,93	42,61	31,78	22,93	15,6
$T_{co1}(^{\circ}C)$	21,96	28,99	40,28	46,2	50,99	58,53	67,1	63,3	55,51	40,77	29,85	20,80
$T_{co2}(^{\circ}C)$	21,55	28,40	39,38	45,33	50,1	57,51	65,85	62,22	54,61	40,11	29,32	20,43
$T_{ci}(^{\circ}C)$	15,67	21,1	28,33	34,25	37,82	43,25	47,98	46,5	40,35	30,3	21,79	14,69
$T_{co}(^{\circ}C)$	19,91	26,35	35,45	42,23	46,64	53,52	59,5	57,82	50,62	37,36	27,21	18,82
$T_{cons}(^{\circ}C)$	16,99	22,68	30,51	36,66	40,48	46,35	51,46	49,91	43,5	32,43	23,5	15,99
$T_t(^{\circ}C)$	16,02	21,46	28,86	34,81	38,43	43,96	48,78	47,3	41,40	30,78	22,23	15,05
f	0,22	0,31	0,43	0,53	0,60	0,71	0,82	0,78	0,66	0,45	0,29	0,19

Tabla 18: Resultados del cálculo con pérdidas debidas al viento



Como se puede observar en la tabla, al igual que sin tener en cuenta las pérdidas por el viento, no hay ningún mes en el que se supere el 110 % de la demanda. Además también podemos observar que no se supera el 100 % durante tres meses seguidos y que la fracción solar media anual es superior al 50 % requerido.

Por tanto podemos afirmar que la instalación solar cumple todos los requisitos establecidos por el CTE.

Por último podemos comparar la fracción solar obtenida en cada mes, en el cálculo sin pérdidas, y en el cálculo con pérdidas:

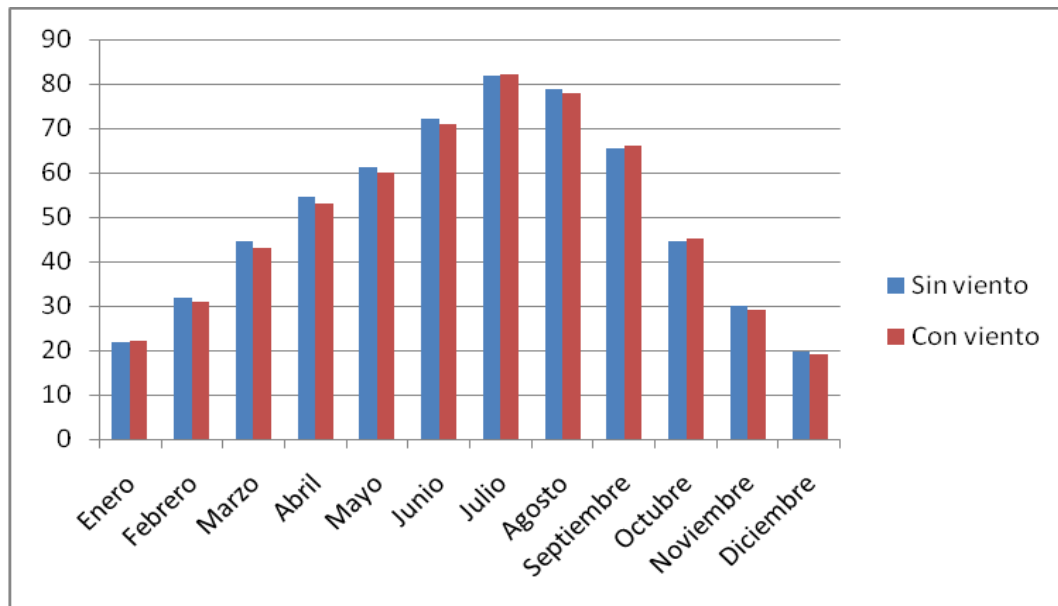


Figura 28: Fracción solar mes a mes sin viento y con viento

En el gráfico vemos la comparativa de ambos casos, y cabe señalar que la fracción solar recibida por las placas solares es mayor sin tener en cuenta las pérdidas por el viento como es evidente. Pero en la gráfica, recuérdese que el cálculo sin pérdidas está realizado con un área de $11,5 \text{ m}^2$, y sin embargo el cálculo con pérdidas lo hemos hecho para un área de $13,8 \text{ m}^2$. Por esta razón y por que la velocidad del viento en Salamanca, que es donde estamos diseñando el edificio, es muy baja es por lo que en la gráfica, en algunos meses se aprecia un valor de radiación parecido en ambos casos.

Como podemos ver en el gráfico, en los meses de invierno existe una menor diferencia entre ambas fracciones solares, ya que en estos meses el viento es menor.



4.1.6. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El intercambiador de calor es un elemento fundamental en la instalación ya que es el encargado de transferir la energía captada en el colector solar (circuito primario: mezcla de agua/propilenglicol) hasta el depósito de acumulación de agua caliente sanitaria (circuito auxiliar: agua de consumo).

Un intercambiador de calor tiene la misión de realizar la transferencia de calor entre ambos fluidos (separados por una pared sólida formada por el propio intercambiador), que se encuentran a diferentes temperaturas. Mediante el uso del intercambiador, se consigue que el calor se transfiera sin que se mezclen ambos fluidos, ya que si esto ocurriese se contaminaría el agua de consumo.

En este estudio emplearemos un intercambiador de placas con el mismo caudal para ambos circuitos (flujo simétrico), circulando a contracorriente ya que esta disposición proporciona una eficiencia mayor, y con un paso para cada fluido.

Para realizar los cálculos relativos al intercambiador de calor debemos conocer las temperaturas anuales de entrada y de salida al intercambiador de los flujos caliente y frío, los cuales los hemos podido calcular en el apartado anterior a partir del cálculo de las fracciones solares.

Los valores que tenemos para el circuito caliente, es decir, el fluido que proviene de los colectores es:

$$T_{ce} = T_{co_2} = 44,75^{\circ}\text{C} = 317,899\text{K}$$

$$T_{cs} = T_{ci_1} = 35,46^{\circ}\text{C} = 308,607\text{K}$$

Los valores que tenemos para el circuito frío, es decir, el agua que pretendemos calentar al realizar el intercambio de calor es:

$$T_{fe} = T_{fo} = 41,50^{\circ}\text{C} = 314,651\text{K}$$

$$T_{fs} = T_{fi} = 33,134^{\circ}\text{C} = 306,284\text{K}$$

Ahora bien, para el dimensionamiento del intercambiador de placas es necesario conocer la potencia calorífica a transferir del circuito primario al secundario.

Para llevar a cabo el dimensionamiento, vamos a calcular el coeficiente global de transferencia de calor, para ello elegimos un modelo de intercambiador determinado, y con sus datos, dicho coeficiente tendrá que ser igual que el calculado por medio de las siguientes expresiones:

- El intercambiador que hemos elegido para la instalación es un M3-FM de Alfa Laval, cuyos parámetros son los siguientes:

$$a = 0,032\text{ m}^2, \text{ área de intercambio por placa.}$$

$$b = 0,0024\text{ m, distancia entre placas}$$



$L = 0,246 \text{ m}$, altura de la placa

$w_p = 0,180 \text{ m}$, ancho de la placa.

$ep = 0,0005 \text{ m}$, espesor de la placa

$K_{AI} = 15 \frac{W}{m \cdot K}$, coeficiente de conductividad térmica de acero inoxidable

$L_C = 2 \cdot b = 0,0048 \text{ m}$, longitud característica.

Siendo:

$$A_{PLACA} = L \cdot w_p = 0,044 \text{ m}^2$$

$$A_{CANAL} = b \cdot w_p = 4,32 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

- Las propiedades del fluido caliente del circuito primario (agua con glicol) y las del fluido frío del circuito secundario (agua), son las siguientes:

CIRCUITO	$\mu \left(\frac{kg}{m \cdot s} \right)$	$\nu \left(\frac{m^2}{s} \right)$	$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	$K \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$	Pr	$C_p \left(\frac{KJ}{kg \cdot K} \right)$
1º (Caliente)	$2,869 \cdot 10^{-3}$	$2,805 \cdot 10^{-6}$	$1,023 \cdot 10^3$	0,431	25,127	3,771
2º (Frío)	10^{-3}	10^{-6}	10^3	0,63	6,64	4,188

Tabla 19: Propiedades del propilenglicol y del agua

- El caudal que emplearemos para los cálculos será el mismo que hemos utilizado en los cálculos anteriores con pérdidas por viento:

$$m_1 = m_2 = 0,117 \frac{kg}{s}$$

Una vez definidos todos los parámetros necesarios para el cálculo procedemos a calcular la potencia calorífica:

$$\Delta T_1 = (T_{co2} - T_{ci1}) = 9,292 K$$

$$\Delta T_2 = (T_{ico} - T_{ici}) = 8,367 K$$

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= m_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta T_1 = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_{co2} - T_{ci1}) = 4100 W = 4,1 KW \\ Q_2 &= m_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta T_2 = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = 4100 W = 4,1 KW \end{aligned} \right\} Q_1 = Q_2$$

Ahora como sabemos que el calor expulsado también es:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$$



Despejaremos de aquí el coeficiente global de transferencia de calor por el área, es decir, $U \cdot A$:

$$U \cdot A = \frac{Q}{\Delta T_{lm}}$$

siendo:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{co2} - T_{ico}) - (T_{ci1} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{co2} - T_{ico}}{T_{ci1} - T_{ci}}\right)} = 2,76K$$

$$Q = 4100 \text{ W}$$

Por tanto:

$$U \cdot A = \frac{Q}{\Delta T_{lm}} = \frac{4100 \text{ W}}{2,76 K} = 1486 \frac{W}{K}$$

Por otro lado sabemos que:

$$R_{eq} = \frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{1486 W} = 6,732 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$$

Una vez obtenida la resistencia equivalente, con el programa *Mathcad* mediante las ecuaciones correspondientes dejando todas ellas en función de “n” podremos calcular el número de placas del intercambiador.

Una vez hecha la iteración, podemos ver que nuestro intercambiador tendrá un número de placas igual a 105.

A continuación, una vez que sabemos el número de placas, tendremos que calcular el coeficiente global de transferencia de calor teniendo en cuenta los coeficientes de convección, el cual se define como:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_1} + \frac{e_p}{K_{Al}} + \frac{1}{h_2} + R_1 + R_2 = R_{eq}$$

Donde R_1 y R_2 son las resistencias de los depósitos contaminantes de cada fluido. Habitualmente son del orden de $10^{-5} \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$, aunque en este estudio las consideraremos despreciables y por tanto:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_1} + \frac{e_p}{K_{Al}} + \frac{1}{h_2} = R_{eq}$$



Para poder calcularlo, necesitaremos conocer previamente los coeficientes de convección h_1 y h_2 , que una vez encontrada la solución al número de placas no tendremos ningún inconveniente en calcular:

Recordemos que:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L_c}$$

Para este cálculo necesitaremos conocer los siguientes datos:

- Área total del intercambiador de calor:

$$A = A_{PLACA} \cdot n = 4,649 \text{ m}^2$$

- Caudal que circula por los canales del intercambiador:

$$\blacksquare \quad m_{canal} = \frac{2 \cdot m_1}{n + 1} = 2,208 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- Velocidad de ambos fluidos en el interior de los canales del intercambiador para así poder calcular el Reynolds de ambos fluidos:

$$\blacksquare \quad u_{1canal} = \frac{m_{canal}}{\rho_1 \cdot A_{canal}} = 4,995 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\blacksquare \quad u_{2canal} = \frac{m_{canal}}{\rho_2 \cdot A_{canal}} = 5,11 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

* Como podemos observar las velocidades de ambos fluidos son muy parecidas ya que las densidades también lo son.

- Reynolds de ambos fluidos para así poder calcular el Nusselt:

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot u_{1canal} \cdot l_c}{\mu_1} = 8,549$$

$$Re_2 = \frac{\rho_2 \cdot u_{2canal} \cdot l_c}{\mu_2} = 24,528$$

- Números de Nusselt:

$$Nu_1 = 0,4 \cdot Re_1^{0,64} \cdot Pr_1^{0,4} = 5,735$$

$$Nu_2 = 0,4 \cdot Re_2^{0,64} \cdot Pr_2^{0,4} = 6,612$$



- Obteniendo finalmente los coeficientes de convección de los fluidos con las placas del intercambiador:

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot k_1}{lc} = 514,982 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot k_2}{lc} = 867,788 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Calculados dichos coeficientes de convección estaremos en disposición para obtener la resistencia térmica equivalente:

$$R_{eq} = \frac{1}{h_1 \cdot A} + \frac{e_p}{K_{Al} \cdot A} + \frac{1}{h_2 \cdot A} = 6,727 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$$

Ahora si podemos calcular el valor de U:

$$R_{eq} = \frac{1}{U \cdot A} \rightarrow U = \frac{1}{R_{eq} \cdot A} = 319,744 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad \text{Donde: } U \cdot A = 1487 \frac{W}{K}$$

Siendo el valor de U·A prácticamente igual que el calculado anteriormente al principio de este apartado.

Resumiendo:

La instalación tendrá un intercambiador M3-FM de Alfa Laval, con 105 placas, cuyas características principales son las siguientes:

- Placas de acero inoxidable AISI 316
- Presión máxima de trabajo 1MPa
- Temperatura máxima de trabajo 140 °C

4.1.7. CÁLCULO DE LA BOMBA DE CIRCULACIÓN

El transporte del fluido caloportador a lo largo del circuito primario se realiza con la ayuda de bombas de circulación, que son aparatos accionados por un motor eléctrico capaz de suministrar al fluido una cantidad de energía venciendo la resistencia que opone el fluido a su paso por la tubería y por el resto de componentes de la instalación.

La introducción de una bomba en el circuito tiene una gran importancia ya que la instalación que estamos realizando es con circulación forzada, y esto implica que el fluido de trabajo aumenta su velocidad de circulación.



Hay tres tipos de bombas de circulación según el Centro de Estudios de Energía Solar:

- Bombas alternativas
- Bombas rotativas
- Bombas centrífugas

Son estas últimas (bombas centrífugas) las que se emplean en los sistemas de energía solar.

Debido a la larga longitud del circuito, las pérdidas de carga serán importantes y hay que calcularlas para la correcta elección de las bombas. El colector solar se encuentra en el tejado del edificio, mientras que el intercambiador de calor, los tanques de acumulación y la caldera se encuentra en el sótano del edificio, sin estar a la intemperie. La altura del edificio es de 19 metros aproximadamente, mientras que la longitud de las tuberías, tanto de subida como de bajada (que unen el intercambiador de calor con el colector solar) tienen una longitud de 30 metros.

La mayor pérdida se tendrá en este circuito, ya que es donde se tiene que vencer la diferencia de altura para impulsar el fluido desde el sótano hasta el tejado del edificio; de este modo nos centraremos en realizar los cálculos referentes a las pérdidas de carga en el circuito.

Al realizar los cálculos de las pérdidas en las tuberías, tenemos que el diámetro interior de las mismas es de 8 mm como ya se ha dicho anteriormente.

Para calcular por tanto la potencia que debe tener la bomba elegida en nuestra instalación se realizan los siguientes cálculos:

$$W_p = \frac{m \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta}$$

Donde:

$W_p \rightarrow$ potencia de la bomba; (W)

$\Delta P \rightarrow$ Variación de presión en los diferentes elementos del circuito; (Pa)

$m_1 \rightarrow$ gasto másico que circula por los colectores (kg/s)

$\rho_1 \rightarrow$ Densidad del fluido caloportador; (kg/m³)

$\eta \rightarrow$ Rendimiento de conversión de energía eléctrica en energía de flujo.



Para calcular los diferentes elementos mencionados, se siguen los siguientes pasos:

Caída de presión que sufre el fluido:

$$\Delta P_{BOMBA} = \Delta P_{CIRC} + \Delta P_{COLEC} + \Delta P_{IDC}$$

❖ Pérdida de carga en los colectores

Como nuestro fabricante de paneles solares (*Sonnenkraft*) no nos da la pérdida de carga de un panel, obtendremos este dato de otro fabricante, de un colector con la misma distribución interna de conductos y geométricamente semejante.

El fabricante que nos aporta este dato es “*Constante Solar*” con el modelo de colector “*Cu-1208-P*”, siendo esta pérdida de carga:

$$\Delta P_{1panel} = 0,026 m.c.a. = 26 mm.c.a. = 260 Pa$$

Como los paneles están conectados en paralelo, la pérdida de carga del conjunto de colectores será equivalente a la de un único panel, siendo por tanto la pérdida de carga total de los colectores:

$$\Delta P_{Colectores} = 260 Pa$$

❖ Pérdidas de carga en el intercambiador

La pérdida de carga en los intercambiadores de calor de placas se calcula habitualmente como:

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{l_c} \cdot \frac{\rho_1 \cdot u_{1canal}^2}{2}$$

Siendo f el factor de fricción:

$$f = C \cdot Re^M$$

Los valores de C y M son constantes y dependen del valor de Reynolds:

Re	C	M
Re<10	17	-1
10<Re<101	6,29	-0,57
101<Re<855	1,141	-0,2
Re>855	0,581	-0,1

Tabla 20: Constantes necesarias para el cálculo del factor de fricción [9]



Como:

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot u_{1canal} \cdot l_c}{\mu_1} = 8,549$$

$$f_1 = 17 \cdot Re^{-1} = 1,988$$

Por otro lado sabemos que:

$$L = 0,246 \text{ m}$$

$$L_c = 0,0048 \text{ m}$$

$$\rho_1 = 1023 \frac{kg}{m^3}$$

$$u_{1canal} = 4,995 \cdot 10^{-3} \frac{m}{s}$$

Por tanto la pérdida de carga del intercambiador en el circuito solar es:

$$\Delta P_{IC} = 5,203 \text{ Pa}$$

❖ Pérdidas de carga en el circuito

La pérdida de carga en el circuito se calcula habitualmente como:

$$\Delta P_{CIRC} = 0,5 \cdot \rho_1 \cdot v_1^2 \cdot \left(f \cdot \frac{L_{tub}}{D_i} + K_{perd} \right)$$

Las pérdidas de carga continuas son aquellas que se generan por la fricción del fluido con las paredes de las tuberías y por tanto dependerán de:

- $\rho_1 = 1023 \frac{kg}{m^3}$, densidad del fluido.
- $D_i = 0,016 \text{ m}$, diámetro interior de la tubería.
- $L_{tub} = 60 \text{ m}$, longitud tubería caliente + longitud tubería fría.
- v_1 , velocidad del fluido:

$$m = \rho \cdot v \cdot A \rightarrow v = \frac{m}{\rho \cdot A} \rightarrow v_1 = \frac{0,117}{1023 \cdot \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4}} \rightarrow v_1 = 0,568 \frac{m}{s}$$



- f , factor de fricción: se calcula a partir del número de Reynolds y de la rugosidad relativa, mediante las curvas del diagrama de Moody.

Tenemos que el coeficiente de rugosidad absoluto del cobre es $\varepsilon_{cu}=0,0015 \text{ mm}$, siendo por tanto el coeficiente de rugosidad relativo:

$$k = \frac{\varepsilon_{cu}}{D_i} = \frac{0,0015 \text{ mm}}{16 \text{ mm}} = 0,00009375 \cong 0,0001$$

Y el número de Reynolds será:

$$Re = \frac{\rho_1 \cdot v_1 \cdot D_i}{\mu_1} = \frac{1023 \cdot 0,568 \cdot 0,016}{2,869 \cdot 10^{-3}} = 3240,51 > 2300 \rightarrow \text{Turbulento}$$

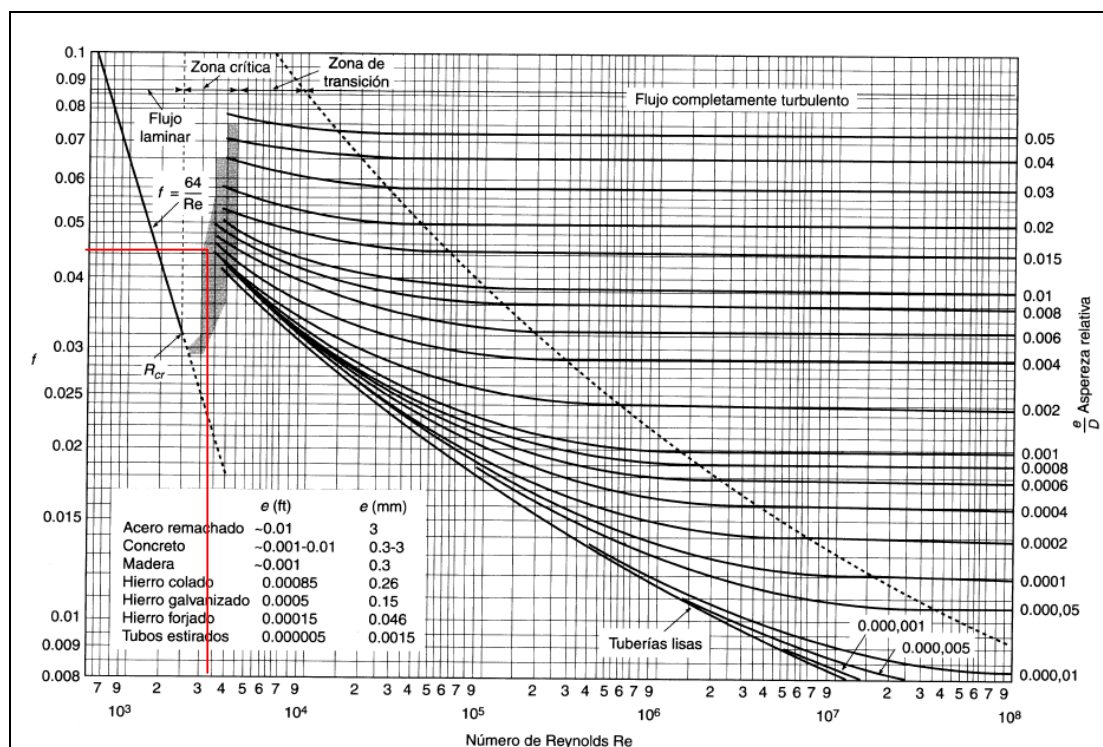


Figura 29: Diagrama de Moody [9]

Conocidos el valor del número de Reynolds y la rugosidad relativa, entrando en el diagrama de Moody se obtiene un factor de fricción de:

$$f = 0,044$$

Como comparación, hemos usado la correlación de Gnielinski que se muestra a continuación, obteniendo que el factor de fricción es exactamente igual que el calculado con el diagrama de Moody:

$$f = \left(82 \cdot \lg Re - 1,64 \right)^{-2} = 0,044$$



- K_{perd} , pérdidas producidas en los diferentes elementos del circuito.

Las pérdidas de carga localizadas son debidas a:

- Entrada o salida de tuberías.
- Ensanchamiento o contracción brusca
- Curvas, codos y té.
- Válvulas abiertas o parcialmente cerradas.
- Ensanchamientos o contracciones graduales.

En este estudio despreciaremos las pérdidas de carga debidas a las válvulas parcialmente cerradas, considerando únicamente los codos y la entrada y salida del depósito.

Habitualmente las pérdidas de carga localizadas se miden de manera experimental y se correlacionan con los parámetros del flujo. Dependen en gran medida del fabricante de los elementos, por tanto los valores de este estudio serán estimaciones.

En el circuito solar no existen entradas y salidas bruscas de consideración, así que vamos a calcular la pérdida de carga debida a los codos:

Pieza del circuito	Factor K	Cantidad	Total
Codos de 90 °	1,2	8	9,6

Tabla 21: Pérdidas del circuito primario [9]

Por tanto las pérdidas producidas en el circuito primario son:

$$\Delta P_{\text{CIRC}} = 0,5 \cdot \rho \cdot v_1^2 \cdot \left(f \cdot \frac{L_{\text{tub}}}{D_i} + K_{\text{perd}} \right) = 0,5 \cdot 1023 \cdot 0,568^2 \cdot \left(0,044 \cdot \frac{60}{0,016} + 9,6 \right)$$

$$\Delta P_{\text{CIRC}} = 28812,872 \text{ Pa}$$

Una vez calculadas todas las pérdidas de carga, podemos obtener la caída de presión que sufre el fluido:

$$\Delta P_{\text{BOMBA}} = \Delta P_{\text{CIRC}} + \Delta P_{\text{COLEC}} + \Delta P_{\text{IDC}} = 29078,1 \text{ Pa}$$

A continuación hay que determinar la potencia del motor eléctrico de accionamiento, que se calcula mediante la ecuación que se muestra a continuación:

$$W_p = \frac{m \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta}$$

El rendimiento real de la bomba depende del tipo y de su tamaño. Para tamaños pequeños como los utilizados en las instalaciones solares, su valor es del orden de 0,5.



Con todos estos datos ya conocidos podemos determinar por tanto la potencia de la bomba:

$$W_p = 6,65W$$

Como recomendación es aconsejable utilizar una bomba de potencia algo superior debido a que con el paso del tiempo las pérdidas de carga pueden aumentar debido a desgastes de los instrumentos, suciedad, etc.

En esta instalación que estamos llevando a cabo utilizaremos la siguiente bomba:

- Fabricante: Grundfos
- Modelo: UPS 25-40
- Presión máxima de trabajo: 10 bares

4.1.8. CÁLCULO DEL VASO DE EXPANSIÓN

El vaso de expansión consiste en un depósito cuyo fin es absorber las sobrepresiones del fluido que recorre el circuito, debidas al aumento de volumen que se produce al expandirse por el calentamiento del fluido. De esta forma se evita la pérdida del fluido que tendría lugar al activarse la válvula de seguridad cuando se alcanzasen presiones elevadas; de manera que no sería necesario rellenar el circuito con nuevo fluido para mantenerlo presurizado y por tanto no se incrementaría el coste de operación y funcionamiento.

Se clasifican en depósitos de expansión abiertos o cerrados, y en cualquier caso, la capacidad del mismo debe ser suficiente para admitir la expansión del líquido caloportador.

En las instalaciones solares los vasos de expansión empleados son los cerrados, ya que son de fácil montaje y no requieren de aislamiento, no absorbe oxígeno del aire y no elimina las pérdidas por evaporación del fluido.

El dimensionado del vaso de expansión se efectuará siguiendo las indicaciones de la instrucción UNE 100.155. Los datos que sirven de base para la selección del vaso son los siguientes:

- Volumen total de agua (litros) en la instalación
- Temperatura mínima de funcionamiento, para la cual se asumirá el valor de 4°C. a la que corresponde la máxima densidad.
- Temperatura máxima que puede alcanzar el agua durante el funcionamiento de la instalación.
- Presiones mínima y máxima de servicio, en bar (1,5 y 4 bar).
- Volumen de expansión calculado en litros.

El coeficiente de expansión del agua para las temperaturas desde 4 °C hasta 90 °C (ambas incluidas) teniendo en cuenta el aumento de volumen de agua acompañada de



un aumento del volumen disponible, debido a la dilatación simultánea de los componentes del circuito, puede expresarse mediante la siguiente ecuación:

$$C_e = 6,24 \cdot T^2 + 102,13T - 2708,3 \cdot 10^{-6}$$

Cuando el fluido portador de calor sea una disolución de propilenglicol en agua, el coeficiente de expansión C_e deberá multiplicarse por el siguiente factor de corrección:

$$f = a \cdot (1,8 \cdot T + 32)^b$$

Donde:

$$a = -0,0134 \cdot G^2 - 143,8G - 1918,2$$

$$b = 3,5 \cdot 10^{-4} \cdot G^2 - 94,57G + 500$$

Siendo G el porcentaje de propilenglicol en agua; válido para un contenido de propilenglicol entre el 20 % y el 50 % en volumen.

El coeficiente de expansión es siempre positivo y menor que la unidad y representa la relación entre el volumen útil del vaso de expansión, que debe ser igual al volumen del fluido expansionado, y el volumen del fluido contenido en la instalación.

El siguiente paso es calcular el coeficiente de presión válido para los vasos de expansión cerrados sin trasiego de fluido al exterior del sistema. Este valor se halla partiendo de la ecuación de estado para gases perfectos, considerando que la variación de volumen tenga lugar a temperatura constante. Este coeficiente, positivo y mayor que la unidad, representa la relación entre el volumen total y el volumen útil del vaso de expansión.

$$C_p = \frac{P_{\max}}{P_{\max} - P_{\min}}$$

Donde:

P_{\max} → Es la presión máxima en el vaso (bar)

P_{\min} → Es la presión mínima en el vaso (bar)

Para un vaso de expansión cerrado, con fluido en contacto directo (con diafragma) con un gas presurizado, el volumen total del vaso se calculará mediante la siguiente expresión:

$$V_t = V_{\text{ins}} \cdot C_e \cdot C_p$$

Aunque según el Centro de estudios de Energía Solar, para instalaciones de A.C.S. la práctica recomienda el uso de la siguiente fórmula:

$$V_t = V_{\text{inst}} \cdot (0,2 + 0,1h)$$

Siendo:

h → diferencia de alturas en metros entre el punto más alto del campo de colectores y el depósito de expansión.



Vinst→ Volumen total de la instalación siendo este la suma del volumen de los colectores, del intercambiador de calor y de las tuberías.

$$V_{inst} = (1,6 \cdot 6) + b \cdot a \cdot (n - 1) + L_t \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} = 21,67 \text{ litros}$$

De modo que utilizando esta última fórmula, para una altura de aproximadamente 17 metros y un volumen de líquido caloportador de aproximadamente 22 litros:

$$V_t \cong 41,8 \text{ litros} \approx 42 \text{ litros}$$

Por tanto instalaremos el siguiente vaso de expansión:

- Fabricante: Salvador Escoda
- Modelo: 50 SMR-P
- Capacidad: 50 litros
- Presión máxima de trabajo: 10 bares

4.1.9. TUBERÍAS

Las tuberías son el elemento fundamental de la instalación del agua. La instalación o distribución del agua no es otra cosa que una serie de conexiones de tuberías con elementos de grifería. Claro está, una tubería es un conducto formado por tubos que permite el paso de líquidos o gases.

Las tuberías pueden estar hechas de:

- Plomo: son bastante blandas. Se pueden cortar fácilmente con sierras para metales.
- Hierro: han sustituido a las de plomo, sobre todo en instalaciones de agua caliente. Son bastante duras y por lo tanto difíciles de manipular. Se pueden cortar también con sierras para metales.
- Cobre: Se trata del material más usado actualmente. Son resistentes y maleables. Se pueden cortar con sierras de dientes finos o con corta-cobre. Estas tuberías tienen que estar rodeadas por un material aislante para evitar su corrosión y daños con el yeso o con el cemento.
- Plástico: hay tuberías de PVC en diversos tamaños y con muchos complementos y roscas. Se cortan de forma relativamente fácil con serruchos.



Para esta instalación emplearemos las tuberías de cobre, ya que éstas no sufren un deterioro comparable con las del hierro, plomo o PVC, resisten el calor, la presión y la oxidación.

Dichas tuberías como ya se dijo anteriormente, tendrán un diámetro interior de 16 mm y un diámetro exterior de 18 mm, con un aislante de espuma de polietileno cuyo espesor es 6 mm, siendo por tanto su diámetro de 30 mm.

Las longitudes de las tuberías exteriores como ya dijimos anteriormente serán las siguientes:

La longitud de la tubería caliente es: $L_{tubc} = 30$ metros

La longitud de la tubería fría es: $L_{tubf} = 30$ metros

A continuación se muestra un esquema de la distribución de las tuberías exteriores en el edificio:

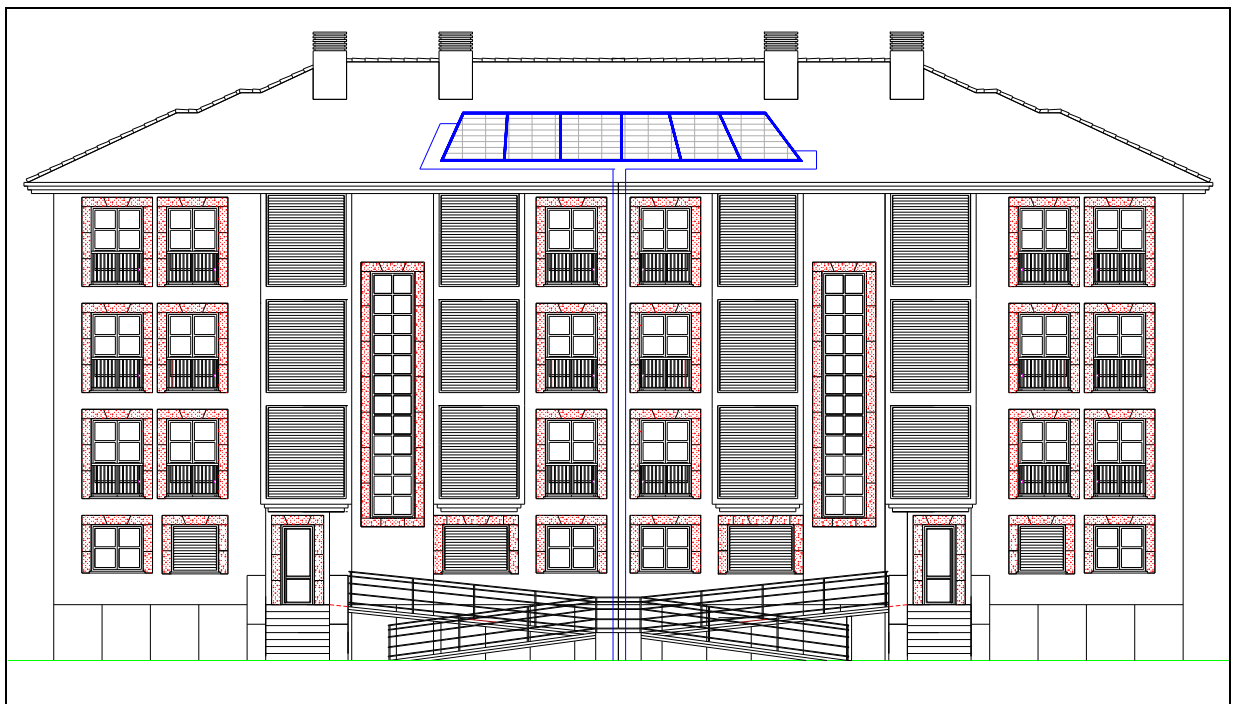


Figura 30: Distribución de las tuberías exteriores en el edificio

Las tuberías que hemos utilizado en nuestra instalación térmica solar, nos las suministra el proveedor, REYCALSA.



4.1.10. AISLANTE

Un aislante térmico es un material usado en la construcción y caracterizado por su alta resistencia térmica. Establece una barrera al paso del calor entre dos medios que naturalmente tenderían a igualarse en temperatura.

Gracias a su baja conductividad térmica y un bajo coeficiente de absorción de la radiación, el material más resistente al paso de calor es el aire y algunos otros gases. Sin embargo, el fenómeno de convección que se origina en las cámaras de aire aumenta sensiblemente su capacidad de transferencia térmica. Por esta razón se utilizan como aislamiento térmico materiales porosos o fibrosos, capaces de inmovilizar el aire confinado en el interior de celdillas más o menos estancas. Se suelen utilizar, como aislantes térmicos, específicos materiales combinados de sólidos y gases: fibra de vidrio, lana de vidrio, vidrio expandido, poliestireno expandido, espuma de poliuretano, espuma de polietileno, aglomerados de corcho, etc. En la mayoría de los casos el gas encerrado es el aire.

Nosotros hemos utilizado como aislante espuma de polietileno, la cual se caracteriza por ser económica, hidrófuga y fácil de colocar. Con respecto a su rendimiento térmico se puede decir que es de carácter medio. Con respecto a su terminación es de color blanco o bien de color aluminio. Tiene un coeficiente de conductividad térmica de entre 0,035 y $0,045 \frac{W}{m \cdot K}$.

Las características del aislante serán por tanto:

- Fabricante: Salvador Escoda
- Modelo: K-Flex ST
- Espesor: 6 mm
- Conductividad térmica: $0,037 \frac{W}{m \cdot K}$

4.2. CIRCUITO AUXILIAR

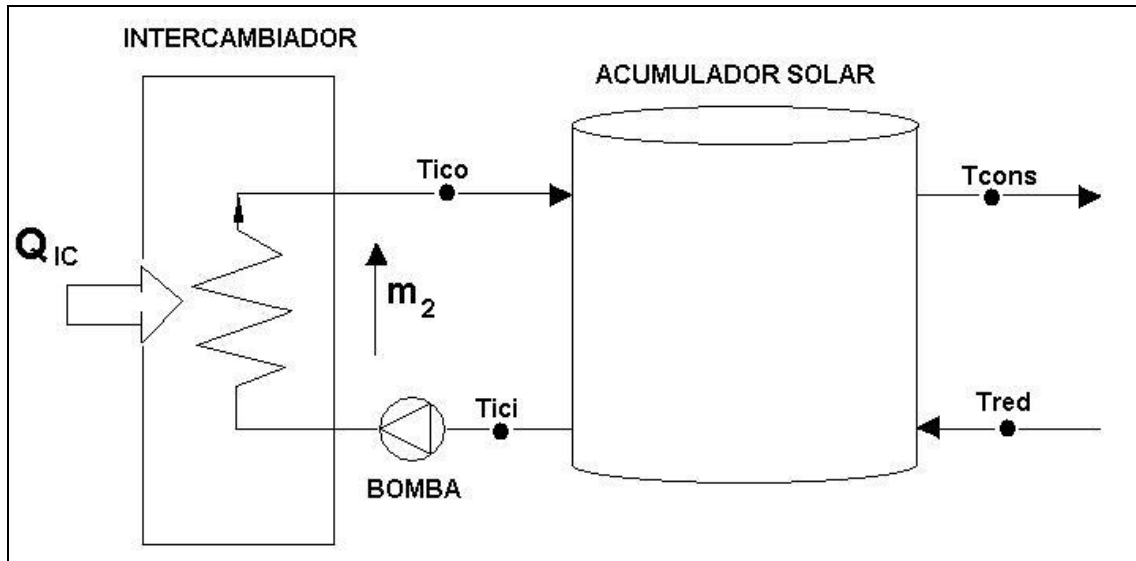


Figura 31: Esquema del circuito auxiliar

El circuito auxiliar es el encargado de calentar en el intercambiador de calor el agua de red, para suministrarlo al sistema de preparación de ACS del edificio (sistema de apoyo).

El fluido que circula por el circuito auxiliar es el agua proveniente de la red que entra en el acumulador solar. El fluido de la parte baja de dicho acumulador es impulsado por la bomba hacia el intercambiador de calor, donde capta la energía del circuito solar y vuelve a entrar en el depósito. En la parte superior del depósito existe una salida de agua que se dirige hacia el sistema de apoyo.

** El intercambiador ya ha sido calculado en el apartado de circuito solar.*

4.2.1. DISEÑO DEL ACUMULADOR SOLAR

La instalación solar térmica para producción de ACS requiere de un sistema de acumulación de energía que permita acoplar, en el tiempo, la oferta de radiación solar y la demanda de agua caliente.

Según el apartado HE.4 del Código Técnico de la Edificación (CTE), para la aplicación de ACS, el volumen de acumulación solar debe cumplir la siguiente relación con el área de colectores:

$$50 < \frac{V}{A} < 180$$

Por tanto, para el área de captadores calculada en este proyecto el volumen del acumulador solar tendrá que estar entre los siguientes valores:



$$50 \cdot A < V < 180 \cdot A \Rightarrow 50 \cdot 13,8 < V < 180 \cdot 13,8 \Rightarrow 690 < V < 2484$$

Además, según la recomendación del DTIE 8.03 de instalaciones solares térmicas, para el dimensionamiento de depósito de acumulación solar, el volumen del mismo ha de ser del orden del valor medio de la demanda de ACS diaria:

$$Q_d = 1188 \frac{\text{litros} \cdot \text{persona}}{\text{dia}}$$

Por tanto, elegiremos un depósito de acumulación solar con las siguientes características:

- Fabricante: Sonnenkraft
- Modelo: PS1500
- Presión de servicio: 3 bares
- Volumen de acumulación: 1500 litros de capacidad.

Cumpléndose por tanto la relación, por lo que el depósito verifica los márgenes establecidos en el CTE.

4.2.2. CÁLCULO DE LA BOMBA DE CIRCULACIÓN

Para el cálculo de la bomba de circulación vamos a proceder del mismo modo que en el circuito solar:

$$W_p = \frac{m \cdot \Delta P}{\rho \cdot \eta}$$

Donde:

$W_p \rightarrow$ potencia de la bomba; (W)

$\Delta P \rightarrow$ Variación de presión en los diferentes elementos del circuito; (Pa)

$m_2 \rightarrow$ gasto másico que circula por los colectores (kg/s)

$\rho_2 \rightarrow$ Densidad del fluido caloportador (kg/m³)

$\eta \rightarrow$ Rendimiento de conversión de energía eléctrica en energía de flujo.

El caudal que circula por el circuito secundario o auxiliar será el mismo que circula por el circuito solar o primario, como ya hemos justificado en el apartado de los cálculos.



Esto se debe a que el intercambiador de nuestra instalación es simétrico, donde el flujo másico del fluido frío es igual al flujo másico del fluido caliente. Este caudal al que nos estamos refiriendo tiene un valor total de 0,117 kg/s.

En este caso las pérdidas de carga que tenemos son:

- Pérdida de carga en las tuberías.
- Pérdida de carga en el intercambiador de calor.
- Pérdida de carga imprevista en los acumuladores y otros elementos del sistema.

$$\Delta P = \Delta P_{TUB} + \Delta P_{ACUM} + \Delta P_{IDC}$$

❖ Pérdida de carga en las tuberías:

Si observamos el diagrama de pérdidas de carga del cobre (ver anexos), y entrando en él con un caudal de $0,42 \frac{m^3}{h}$ ($0,117 \frac{kg}{s}$) y un diámetro interior de tubería de 16 mm, obtenemos una pérdida de carga por metro de tubería aproximadamente 30 mm.c.a por metro.

Teniendo en cuenta que los metros de tubería de nuestra instalación son aproximadamente de 1 metro, es decir, 0,5 metros para el recorrido desde el acumulador hasta el intercambiador y 0,5 metros para el recorrido desde el intercambiador al acumulador, tenemos que:

$$\Delta P_{tub} = 30 \cdot 1 = 30 \text{ mm.c.a} = 300 \text{ Pa}$$

$$10.000 \text{ mm.c.a.} = 1 \text{ bar} = 1.000 \text{ mbar} = 100.000 \text{ Pa} = 100 \text{ KPa} = 0,1 \text{ MPa.}$$

Tabla 22: Tabla de equivalencia de presiones

❖ Pérdidas de carga en el intercambiador de calor:

Las pérdidas de carga en el intercambiador de calor se consideran las mismas que en el circuito primario:

$$\Delta P_{IC} = 0,5203 \text{ mm.c.a.} = 5,203 \text{ Pa}$$

❖ Pérdida de carga imprevista en los acumuladores y otros elementos del sistema.

Las pérdidas de carga imprevista en los acumuladores se estima en un 10 % de la suma total de las pérdidas del intercambiador más las de las tuberías, es decir:

$$\Delta P_{ACUM} = 0,1 \cdot (\Delta P_{tub} + \Delta P_{IC}) = 30,52 \text{ Pa}$$

Por tanto la pérdida de carga en la bomba del circuito auxiliar o secundario es:

$$\Delta P_{BOMBA2^\circ} = \Delta P_{TUB} + \Delta P_{IC} + \Delta P_{ACUM} = 335,723 \text{ Pa}$$



Una vez calculadas las pérdidas producidas en el circuito auxiliar tendremos que determinar la potencia del motor eléctrico de accionamiento, que se calcula mediante la ecuación que se muestra a continuación:

$$W_p = \frac{m \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta} = \frac{0,117 \cdot 335,723}{1000 \cdot 0,5} = 0,078 W$$

Como podemos ver, la potencia de la bomba del circuito auxiliar es de una potencia bastante menor que la del circuito solar (1º), por lo que elegimos el modelo teniendo que vencer una potencia aproximada de 0,078 W.

En esta instalación que estamos llevando a cabo utilizaremos la siguiente bomba:

- Fabricante: Grundfos
- Modelo: UPS 25-40
- Presión máxima de trabajo: 10 bares

4.3. CIRCUITO DE APOYO

El esquema del circuito de apoyo es el siguiente:

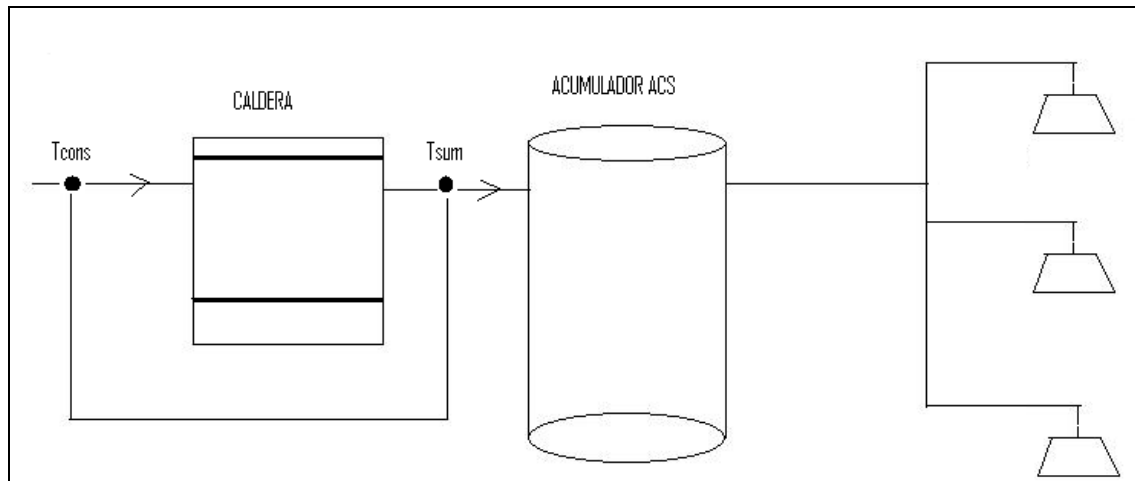


Figura 31: Esquema del circuito de apoyo

Donde:

- T_{cons} , es la temperatura que alcanza el agua gracias al sistema de energía solar.
- $T_{sum} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, es la temperatura a la que se suministra el agua para el consumo de ACS.

El circuito de apoyo es el responsable de calentar el agua proveniente del sistema auxiliar hasta $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ cuando éste no llegue a dicha temperatura.

El agua llega del circuito auxiliar, si este llega a menos de $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ pasa a través de la caldera y después entra en el acumulador de ACS. Si llega a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, toma el camino alternativo, sin pasar por la caldera y entra directamente en el depósito de ACS, donde estará listo para las solicitudes del edificio.

Para el cálculo del sistema de apoyo, seguiremos las indicaciones que se recomiendan en el DITE 1.01. para la preparación de agua caliente sanitaria.



4.3.1. DISEÑO DEL TANQUE DE ACUMULACIÓN

Para hallar la dimensión de este tanque de acumulación, se han seguido los pasos indicados en el DTIE 1.01 para la preparación de agua caliente sanitaria.

Primero estimamos un valor de forma, el cual: $f_f = 2,5$
y calculamos el factor de mezcla, el cual representa la relación entre el volumen útil del depósito y el volumen efectivo:

$$f_m = 0,63 + 0,14 \cdot f_f = 0,98$$

Calculamos también el periodo de punta T, siendo este la duración del consumo de punta, con la siguiente ecuación:

$$T = 5 \cdot \frac{N^{0,905}}{15 + N^{0,92}} = 5 \cdot \frac{16^{0,905}}{15 + 16^{0,92}} = 2,2 \text{ horas}$$

Donde N es el número de viviendas que tiene nuestro edificio: $N = 16$

A continuación calculamos el factor de simultaneidad:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{N-1}} + 0,17 = 0,43$$

Una vez calculados el factor de simultaneidad y el periodo de punta, se halla el caudal máximo horario, medido en la hora de máximo consumo; $C_{\max} \left(\frac{l}{s} \right)$.

$$C_{\max} = \frac{Q_p \cdot \varphi \cdot N}{3600} = \frac{0,75 \cdot Q_d \cdot \varphi \cdot N}{3600} = \frac{0,75 \cdot 150 \cdot 0,43 \cdot 16}{3600} = 0,2141 \frac{\text{litros}}{\text{segundo}}$$

Siendo $Q_d = 150$ litros \rightarrow Para el agua caliente sanitaria a $60^\circ\text{C} \rightarrow$ DTIE 1.01

El tiempo de preparación es el tiempo necesario para calentar el agua necesaria en el periodo de punta, asumiendo éste como: $t_p = 3 \text{ horas}$

Una vez que tenemos todos los datos necesarios, podemos calcular el volumen útil del tanque de acumulación:

$$V_u = \frac{C_{\max}}{\frac{1}{T} + \frac{1}{t_p \cdot f_m}} = \frac{0,2141 \frac{\text{litros}}{\text{s}}}{\frac{1}{7956 \text{ s}} + \frac{1}{10800 \text{ s} \cdot 0,98}} = 972,4147 \text{ litros}$$



Quedando determinado el volumen total por tanto como:

$$V_T = \frac{V_u}{f_m} = 992,26 \text{ litros}$$

Este será el volumen de acumulación mínimo que tendrá que tener el depósito de acumulación solar de ACS.

Por tanto el depósito de acumulación elegido será:

- Fabricante: Sonnenkraft
- Modelo: ELB1000R2E
- Presión de trabajo: 10 bares
- Volumen de acumulación: 1000 litros



4.3.2. DIMENSIONAMIENTO DE LA CALDERA

A partir del volumen del tanque de acumulación dimensionamos la caldera del circuito de apoyo.

Los sistemas de preparación con acumulación de ACS presentan el inconveniente de tener unas pérdidas a través de la envolvente del depósito acumulador a parte de las pérdidas en la red de distribución.

Estas pérdidas deben ser tenidas en cuenta para el cálculo de la potencia de la caldera y son las siguientes:

- Pérdidas por disponibilidad: Son aquellas pérdidas derivadas de que el depósito se encuentre permanentemente preparado para el consumo, aunque en muchos momentos, dicho consumo no exista:

$$P_d = \frac{0,55 \cdot V_t}{1000} = \frac{0,55 \cdot 992,26}{1000} = 0,5457 \text{ W}$$

Donde:

$$V_T = \frac{V_u}{f_m} = 992,26 \text{ litros}$$

- Potencia útil que tendrá que suministrar la caldera en el período de punta será:

$$P_u = \frac{C_2 \cdot (T_{sum} - T_{red}) \cdot C_{máx} \cdot T}{T + t_p} = \frac{4,188 \frac{KJ}{kg \cdot K} \cdot (60 - 5) K \cdot 0,2141 \frac{l}{s} \cdot 7656 s}{(7956 + 10800) s} = 20,13 \text{ KW}$$

- Pérdidas por distribución: son las pérdidas que surgen debido al flujo que circula por la red de distribución y retorno de ACS. Dependen en gran medida del nivel de aislamiento de las tuberías aunque los datos experimentales confirman que las pérdidas pueden calcularse según la ecuación:

$$P_r = 0,3 \cdot P_u = 6,04$$

La potencia total de la caldera, suponiendo que el circuito solar no entre en funcionamiento, será la suma de la potencia útil más las pérdidas del circuito:

$$P = P_u + P_d + P_r = 20,13 \text{ KW} + 0,5457 \text{ KW} + 6,04 = 26,71 \text{ KW}$$



Por tanto, la caldera seleccionada para la instalación será:

- Fabricante: SALVADOR ESCODA
- Modelo: C/N- 14-360
- Potencia: 36 KW



5. ANÁLISIS ECONÓMICO

El uso de energías renovables a medida que mejora su eficiencia aumenta su rentabilidad económica frente al uso de las energías tradicionales, basadas principalmente en el uso de combustibles fósiles. Una de las causas de la rentabilidad de las energías renovables se debe al aumento del precio de las fuentes tradicionales de energía, al encontrarse en manos de pocos y concentrados productores, zonas conflictivas y a su cada vez mayor coste de extracción, tal vez debido al posible agotamiento de dichos recursos.

Con la instalación de un sistema de captadores para la obtención de agua caliente (o calefacción y refrigeración), se consigue un ahorro en el consumo de gas natural como es nuestro caso. Este ahorro se produce una vez amortizada la inversión inicial, la cual se calculará más adelante en este apartado.

La principal contradicción ante la que se encuentra el consumidor a la hora de ejecutar este tipo de instalaciones es el alto valor de la inversión inicial, muy superior a la necesaria para instalar un sistema tradicional como una caldera individual o colectiva. Es por tanto necesario emplear como herramientas para demostrar que la implantación de colectores es una buena opción, el periodo de amortización y el ahorro en consumo de gas natural o gasóleo. Además, este tipo de instalaciones son cada vez más fiables y requieren de un mantenimiento rutinario, llegando a funcionar sin problemas a lo largo de 20 años. Es preciso además, tener en cuenta el precio actual de dichas fuentes energéticas como ya se ha mencionado.

La rentabilidad económica de estas instalaciones se encuentra muy ligada al rendimiento que se obtiene de la radiación solar, es decir, existe una estrecha relación entre el atractivo de la instalación y la fracción solar que se conseguiría con ella. Cuanto mayor sea la fracción solar, mayor parte de la energía requerida por los consumidores será satisfecha de forma limpia y por tanto se requerirá un menor uso de combustible fósil, generando un mayor ahorro (y menor impacto medioambiental) y una amortización más rápida de la instalación. Con esto cobra más sentido la necesidad de cumplir los mínimos de contribución solar que establece el CTE.



5.1. PRESUPUESTO

Circuito solar

<u>Descripción</u>	<u>Uds.</u>	<u>Precio (€/ud)</u>	<u>Importe (€)</u>
<i>Paneles solares Sonnenkraft SK500N</i>	6	810	4860
<i>Bomba Grundfos UPS 25-40</i>	1	455	455
<i>Vaso de expansión 50-SMR-P de Salvador Escoda</i>	1	127	127
<i>Intercambiador Alfa Laval M3-FM</i>	1	601	601
<i>Disolución de propilenglicol Sonnenkraft: envase de 20 l.</i>	1	120	120
<u>TOTAL</u>			6163 €

Tabla 23: Presupuesto del circuito solar

Circuito auxiliar

<u>Descripción</u>	<u>Uds.</u>	<u>Precio (€/ud)</u>	<u>Importe (€)</u>
<i>Bomba Grundfos UPS 25-40 (oferta)</i>	1	227,5	227,5*
<i>Acumulador de estratificación XL PS de Sonnenkraft</i>	1	1290	1290
<u>TOTAL</u>			1517,5 €

Tabla 24: Presupuesto del circuito auxiliar



Circuito de apoyo

<u>Descripción</u>	<u>Uds.</u>	<u>Precio (€/ud)</u>	<u>Importe (€)</u>
<i>Acumulador de ACS solar ELBR de Sonnenkraft</i>	1	2690	2690
<i>Caldera Salvador Escoda C/N 14-360</i>	1	2379	2379
<u>TOTAL</u>			5069 €

Tabla 25: Presupuesto del circuito de apoyo

Conducción

<u>Descripción</u>	<u>Uds, metros</u>	<u>Precio (€/ud)</u>	<u>Importe (€)</u>
<i>Tubería de cobre</i>	70	3€/m	210
<i>Aislante Salvador Escoda K-Flex ST</i>	70	5,80€/m	406
<i>Varios: Válvulas, codos, etc.</i>	...	200	200
<u>TOTAL</u>			816 €

Tabla 26: Presupuesto para la conducción

Obtenemos por tanto que el presupuesto global de la instalación es de un total de:

Presupuesto total = 13565,5 €



5.2. SUBVENCIONES

El Plan Solar Castilla y León con el objetivo de promover el uso de la energía Solar ofrece subvenciones a los usuarios que quieran disponer de una instalación Solar Térmica.

Podrán acogerse a las ayudas contempladas en la presente convocatoria, los beneficiarios que se indican a continuación:

- a) Empresas (incluyendo las empresas de Servicios Energéticos).
- b) Asociaciones de empresas.
- c) Trabajadores por cuenta propia agrarios.
- d) Comunidades de propietarios
- e) Asociaciones o entidades sin ánimo de lucro.
- f) Entidades locales
- g) Universidades
- h) Personas físicas

Asimismo podrán ser beneficiarios las agrupaciones de personas físicas o jurídicas, públicas o privadas, las comunidades de bienes o cualquier otro tipo de unidad económica o patrimonio separado que, aun careciendo de personalidad jurídica, puedan llevar a cabo los proyectos, actividades o comportamientos objeto de subvención.

Las acciones subvencionables Línea I (Energía Solar Térmica) del Plan Solar tiene por objeto subvencionar las siguientes actuaciones que se desarrollen en el territorio de la comunidad de Castilla y León:

- a) Instalaciones solares térmicas para el suministro de agua caliente sanitaria o asimilados.
- b) Instalaciones solares térmicas para el suministro de climatización de piscinas.
- c) Instalaciones solares térmicas para calefacción y climatización de edificios, naves o asimilados.
- d) Instalaciones solares térmicas para suministrar calefacción o frío a procesos industriales



Específicamente las acciones subvencionables se acogerán a las siguientes líneas:

- a) EST 1: Sistemas de energía solar para el calentamiento de un fluido a partir de la captación solar mediante captadores solares de polietileno o polipropileno para el calentamiento del agua de piscinas descubiertas.
- b) EST 2: Instalación de sistemas de energía solar para calentamiento de un fluido a partir de captación de la radiación solar, bien sea como sistema compacto o como sistema partido, consistente en sistema integrado o en un conjunto y configuración uniforme de componentes, producido bajo condiciones que se presumen uniformes y ofrecidas a la venta como equipos completos y listos para instalar, bajo un solo nombre comercial, donde los captadores solares tienen un coeficiente de pérdidas inferior a $9 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$, excluidos los equipos directos.
- c) EST 3: Instalación por elementos de sistemas de energía solar para calentamiento de un fluido a partir de la captación de la radiación solar mediante captadores solares cuyo coeficiente global de pérdidas es inferior a $5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$ y para aplicaciones térmicas.
- d) EST 4: Instalación por elementos de sistemas de energía solar para calentamiento de un fluido a partir de la captación de la radiación solar mediante captadores solares cuyo coeficiente global de pérdidas es inferior a $9 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$ y superior a $5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$ y para aplicaciones térmicas.
- e) EST 5: Instalación de sistemas de energía solar para calentamiento de un fluido a partir de la captación de la radiación solar mediante captadores solares en aplicaciones de refrigeración u otras aplicaciones con temperatura de diseño superior a 60 °C , y superando rendimientos del 40%, para $(t_m - t_a) = 60 \text{ °C}$ e $I = 800 \text{ W}/\text{m}^2$ sobre la curva cuadrática de homologación, lo cual se justificará con captadores solares con coeficiente global de pérdidas inferior a $4 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{°C})$.
- f) EST 6: Estudios de viabilidad de ejecución de instalaciones de energía solar térmica en modalidad de venta de energía mediante ESE (Empresas de Servicios Energéticos) en edificios del sector terciario, industriales o de viviendas, salvo residencias particulares unifamiliares, y cuya superficie de captación sea igual o superior a 40 m^2 .



- Gastos subvencionables:

- Serán subvencionables: inversiones imprescindibles para llevar a cabo los proyectos subvencionables.
- No serán subvencionables:
 - a) Gastos y costes financieros.
 - b) El IVA satisfecho por la adquisición de bienes o servicios facturados, y en general, cualquier impuesto pagado por los beneficiarios.
 - c) Inversiones en equipos usados.
 - d) Costes de adquisición de terrenos
 - e) Elaboración de proyectos, certificados de dirección facultativa y pago de tasas municipales.
 - f) Costes que no estén claramente definidos.
 - g) Sistemas auxiliares al solar o eólico para el calentamiento de agua, fluidos o la producción de electricidad.
 - h) Sistemas de distribución o consumo de electricidad, agua caliente o similar.

Cuando el importe del gasto subvencionable supere la cuantía de 30000 € en el supuesto de coste por ejecución de obra, o de 12000 € en el supuesto de suministro de bienes de equipo o prestación de servicios por empresas de consultoría o asistencia técnica, el beneficiario deberá solicitar como mínimo tres ofertas de diferentes proveedores, con carácter previo a la contratación del compromiso para la prestación del servicio o a la entrega del bien, salvo que por las especiales características de los gastos subvencionables no exista en el mercado suficiente número de necesidades que lo suministren o presten, o salvo que se hubiera realizado con anterioridad a la solicitud de la subvención.

La elección entre las ofertas presentadas, que deberán aportarse en la justificación, se realizará conforme a criterios de eficiencia y economía, debiendo justificarse expresamente en una memoria la elección cuando no recaiga en la propuesta económica más ventajosa.

No podrán ser subvencionables los gastos que sean financiados mediante mecanismos de arrendamiento financiero: “leasing”, “renting” o similares, ni aquellas acciones financiadas por terceros, mediante convenios o contratos en los que la propiedad de los bienes objeto de la acción no pertenezca al beneficiario dentro del periodo subvencionable, o no establezcan el abono de la totalidad de los gastos dentro del periodo de justificación.



- Cuantía de la Subvención:

Los criterios para el cálculo de las cuantías de las subvenciones serán los siguientes:

Actuación	Subvención (% coste subvencionable)	
	Empresas	No Empresas
EST 1	20%	30%
EST 2	25%	35%
EST 3	30%	40%
EST 4	25%	35%
EST 5	40%	50%
EST 6	300 € con independencia de la superficie de captación total resultante del estudio, salvo que	

Tabla 27: Cuantía de las subvenciones [10]

Los proyectos realizados por las ESE, salvo para las instalaciones de la actuación EST 1 y EST 2, se beneficiarían de un 10% de ayuda adicional respecto de los valores expresados en la primera tabla del presente apartado.

Para el caso que nos ocupa en el que el beneficiario es una Comunidad de Propietarios (no es una empresa), el proyecto es realizado por una ESE y la actuación es la EST 3 (de acuerdo a lo expuesto en la tabla 17 adjunta), la instalación de Energía Solar Térmica para suministro de Agua Caliente Sanitaria obtendrá una subvención de un 50 %, es decir:

$$50 \% \cdot 13565,5 \text{ €} = 6782,75 \text{ €}$$

De este modo podemos indicar cual será la inversión final a realizar por los usuarios de la instalación (Comunidad de Propietarios):

$$\text{Total del presupuesto} - \text{Cuantía de la subvención} = 6782,75 \text{ €}$$



5.3. PERÍODO DE AMORTIZACIÓN

El periodo de amortización es el tiempo que tardaríamos en recuperar el gasto realizado. En este caso dicho gasto será la diferencia de coste entre la instalación solar y la instalación convencional de ACS.

Para ello necesitamos conocer el ahorro anual que supone la utilización de la energía solar. Los datos necesarios para este cálculo son los siguientes:

Mes	Días	Demanda Energética (MJ/día)	Demanda Energética (MJ/mes)	Fracción solar	Energía Solar (MJ)	Energía Solar (kW/h)
Enero	31	252,06	7813,99	0,22	1719,07	477,521764
Febrero	28	247,48	7671,92	0,31	2378,29	660,637548
Marzo	31	238,31	7387,77	0,43	3176,74	882,428648
Abril	30	229,15	7103,63	0,53	3764,92	1045,81213
Mayo	31	224,56	6961,55	0,6	4176,93	1160,25949
Junio	30	219,98	6819,48	0,71	4841,83	1344,95386
Julio	31	215,40	6677,41	0,82	5475,47	1520,96602
Agosto	31	219,98	6819,48	0,78	5319,19	1477,55495
Septiembre	30	224,57	6961,55	0,66	4594,63	1276,28544
Octubre	31	229,15	7103,63	0,45	3196,63	887,953693
Noviembre	30	238,31	7387,77	0,29	2142,45	595,126298
Diciembre	31	252,06	7813,99	0,19	1484,66	412,40516
Total Anual					42270,86	11741,905

Tabla 28: Energía solar útil mensual y promedio anual

Para calcular el ahorro de la instalación (A), se deben considerar los ahorros de energía que produce la instalación, que como sabemos, gracias a la instalación logramos una contribución solar del 50 %, por lo que nuestros ahorros en energía gracias a la instalación solar son de 11741,905 kW/h.

Para poder calcular el VAN tendremos que tener en cuenta un valor de ahorro anual, que es el que vamos a calcular a continuación:

$$A = c \cdot Q_{\text{ahorrada}}$$

Donde:

- Q ahorrada → Energía ahorrada por la instalación en un año.

$$- C \rightarrow \text{Coste del calor} \rightarrow c = c' \cdot \frac{1}{\frac{PCI}{PCS} \cdot \eta}$$

Siendo:

C' → Coste unitario del combustible.



$$\frac{PCI}{PCS} \rightarrow \text{Cociente del poder calorífico inferior entre el superior del combustible}$$
$$\eta \rightarrow \text{Rendimiento de la conversión de energía útil.}$$

El precio de la energía consumida lo tomamos como 0,04181407 €/kWh, dato sacado de la página web (www.gasnatural.es) en su apartado de tarifas de gas natural.

El poder calorífico ronda el valor de 0,9 en los combustibles más usuales.

Como rendimiento de la instalación tomaremos en torno al 85 %.

Y por tanto obtenemos un coste de calor de:

$$c = 0,05465 \text{ €/kWh}$$

Por tanto se obtiene un ahorro anual de:

$$\text{Ahorro anual} = A = 641,80 \text{ €/año}$$

El siguiente paso es aplicar el método de evaluación de inversiones. El método que usaremos será el del Valor Actual Neto (VAN) siendo un método que proporciona una valoración financiera en el momento actual de los flujos de caja netos proporcionados por la inversión, es decir, presenta la relación entre los ingresos y los gastos de una inversión en función del tiempo.

$$VAN = -I_0 + \sum_n \frac{B_n}{(1+i)^n} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+i)} + \frac{F_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+i)^n}$$

Siendo:

- $I_0 \rightarrow$ inversión inicial.
- $F \rightarrow$ Flujo de caja o balance de caja, es decir, lo que hemos llamado ahorro(A).
- $i \rightarrow$ Tasa de rentabilidad de la inversión, $i = 2,5 \%$.
- $n \rightarrow$ número de años previsto para amortizar la instalación.

Para que la inversión sea rentable, el valor del VAN ha de ser positivo, es decir, para conocer el número de años que necesitamos para amortizar la inversión bastaría con igualar el VAN a cero y despejar n . Como no se puede despejar n , el cálculo se realizará de manera iterativa hasta que la expresión utilizada sea cero o positiva.



Realizando este proceso iterativo con n y sabiendo que F es el ahorro anual (A), I_0 la inversión inicial (6782,75 €) e i el tipo de descuento, se obtiene el periodo de amortización.

Por último mostraremos una tabla en la que se muestra el ahorro que se establece cada año. Llega un año en el que el valor del beneficio es positivo o lo que es más importante, mayor que cero, esto quiere decir que este es el primer año en el que no tenemos pérdidas y que se empiezan a recoger beneficios, por lo que todos los años atrás han sido años de amortización.

Año	Beneficio acumulado
0	-6782,75
1	-6156,60
2	-5545,73
3	-4949,75
4	-4368,31
5	-3801,06
6	-3247,64
7	-2707,71
8	-2180,96
9	-1667,05
10	-1165,68
11	-676,53
12	-199,32
13	266,26

Tabla 29: Beneficio anual acumulado

El periodo de amortización obtenido para nuestra instalación es aproximadamente igual a 13 años, dato que también lo podemos observar en la siguiente gráfica:

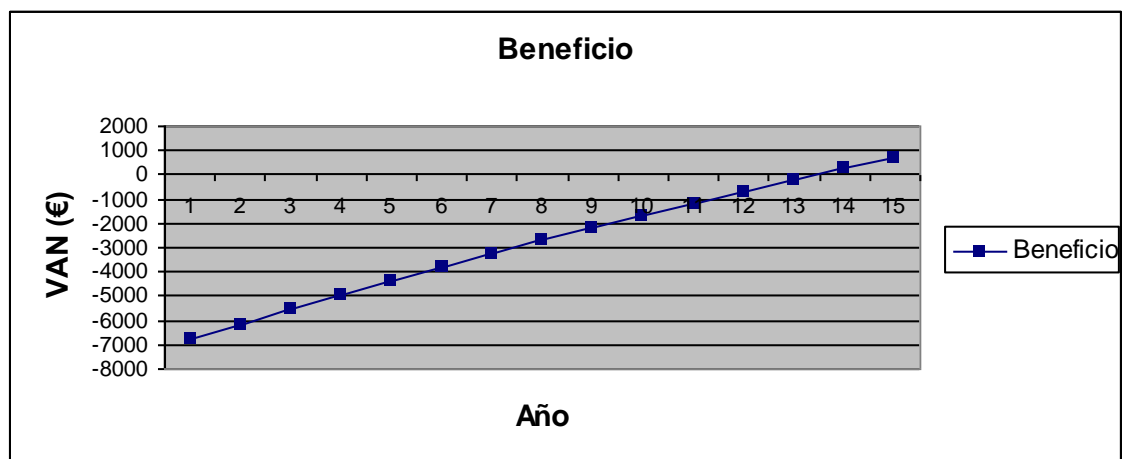


Figura 32: Evolución del VAN en nuestra instalación



6. ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL

6.1. ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES

El uso de energías renovables no es únicamente una fuente de ahorro económico sino principalmente una fuente de ahorro en emisiones y contaminación. Dada la situación mundial actual, en el que las políticas gubernamentales han reparado en los daños que se han venido ocasionando al planeta y los cambios climáticos que ello ha conllevado, es necesario orientar los hábitos de vida a un consumo más eficiente y sobretodo menos dañino.

Ya se ha mencionado el ahorro económico que supone el uso de este tipo de instalaciones, pero hay que reseñar también que el recorte de las emisiones de CO₂ y de todos los aspectos contaminantes (residuos, contaminación de suelos, visual y acústica) que conlleva el uso de las energías tradicionales supone también un ahorro en los costes que suponen para cada industria y Estado en general.

Habría que considerar, no obstante, la contaminación que se produce en la fabricación de todos los componentes, especialmente en la gestión y manipulación de metales pesados y fluidos como el anticongelante, aunque en este campo debe ser la normativa medioambiental la que actúe como control.

Otro aspecto ligado directamente a la instalación en el edificio sería el impacto visual que supone, por lo que habrá que cuidar y buscar las mejores condiciones a la hora de instalar los colectores en los edificios.

Pero es la reducción de CO₂ lo que realmente sustenta este tipo de tecnologías y lo que las hace realmente rentables desde un punto de vista medioambiental. Consiguiendo un consumo de las energías tradicionales más tolerante con la atmósfera y el entorno en general, desde un punto de vista individual, puerta por puerta en cada edificio, se contribuiría a apoyar todas las medidas que las administraciones toman actualmente.

La principal consecuencia de la implantación de energías renovables es la reducción de los efectos que supone sobre la atmósfera, como el ya famoso efecto invernadero. El efecto invernadero es el fenómeno por el cual determinados gases, que son componentes de una atmósfera planetaria, retienen parte de la energía que el suelo emite por haber sido calentado por la radiación solar. Afecta a todos los cuerpos planetarios dotados de atmósfera.

De acuerdo con el actual consenso científico, el efecto invernadero se está viendo acentuado en la Tierra por el aumento en la concentración de los llamados gases invernadero: vapor de agua (H₂O), dióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄), óxidos de nitrógeno (NO_x), clorofluorcarbonados (CFCl₃) y el ozono de la troposfera. La radiación solar pasa a través de ellos, pero atrapan y conservan el calor de la radiación infrarroja reflejada por la superficie del suelo, aumentando así la temperatura de la atmósfera. El CO₂ causa alrededor del 30 % del efecto.



Este fenómeno evita que la energía solar recibida constantemente por la Tierra vuelva inmediatamente al espacio, produciendo a escala planetaria un efecto similar al observado en un “invernadero”.

6.2. AHORRO DE COMBUSTIBLE

La instalación solar permitirá una disminución del gasto de combustible de la caldera. El combustible empleado en nuestra vivienda para calentar el agua de consumo es Gas Natural.

Para calcular este ahorro de combustible utilizaremos la siguiente expresión:

$$Q = V \cdot PCI \cdot \eta_{caldera}$$

Donde:

- Q_{ACS} → Energía cubierta por los colectores solares (MJ)
- V → Volumen de combustible necesario para producir toda esa energía (m^3)
- PCI → Poder calorífico inferior del combustible que se emplea en la instalación. En el caso de Gas Natural es de $39,6 \frac{MJ}{N \cdot m^3}$, (según el anexo A de la norma UNE 123-001-94).
- $\eta_{caldera}$ → Rendimiento de la caldera que lo podemos considerar un 93%.

De la ecuación anterior la única variable desconocida es la del gasto de combustible, por tanto no tendremos ningún inconveniente para calcularlo:

$$V (m^3) = \frac{Q}{PCI \cdot \eta_{caldera}}$$

En la siguiente tabla se muestran los metros cúbicos de combustible ahorrados en cada mes:

Mes	Demanda Energética (MJ/mes)	Fracción solar	Energía Solar (MJ/mes)	Ahorro de combustible (m^3)
Enero	7813,99	0,22	1719,07	46,67
Febrero	7671,92	0,31	2378,29	64,57
Marzo	7387,77	0,43	3176,74	86,26
Abril	7103,63	0,53	3764,92	102,23
Mayo	6961,55	0,6	4176,93	113,42
Junio	6819,48	0,71	4841,83	131,47
Julio	6677,41	0,82	5475,47	148,67
Agosto	6819,48	0,78	5319,19	144,43
Septiembre	6961,55	0,66	4594,63	124,76
Octubre	7103,63	0,45	3196,63	86,79
Noviembre	7387,77	0,29	2142,45	58,17
Diciembre	7813,99	0,19	1484,66	40,31
Total Anual			42270,86	1147,79

Tabla 30: Ahorro de combustible



Como vemos en la tabla, obtenemos un total de 1147,79 m³ de Gas Natural ahorrados en un año gracias al aprovechamiento de la energía solar para el calentamiento del agua que se consume en el edificio.

6.3. EMISIONES DE CO₂ EVITADAS

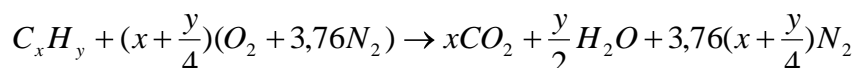
Con el aprovechamiento de la energía solar vamos a dejar de emitir gran cantidad de CO₂ a la atmósfera, con lo que vamos a reducir en gran parte el efecto invernadero.

Para poder saber cuánta cantidad vamos a dejar de emitir tendremos que saber primeramente cuál es la composición del Gas Natural, siendo ésta según el catálogo de Gas Natural la siguiente:

Hidrocarburo	Composición Química	%
Metano	CH ₄	91,4
Etano	C ₂ H ₆	7,2
Propano	C ₃ H ₈	0,8
Nitrógeno	N ₂	0,6

Tabla 31: Composición del gas natural [11]

A continuación se considerará que la combustión del Gas Natural con aire es una reacción estequiométrica, es decir, en la que la cantidad de aire es la necesaria para quemar completamente el combustible y los únicos productos que se forman son CO₂, H₂O y N₂.



En esta reacción x e y están expresados en moles.

Como la composición de Gas Natural está expresada en % de volumen, necesitamos pasarla a moles, aplicando la fórmula de la ecuación de estado de los gases ideales:

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T$$

Donde:

P: Presión. En c.n. 101325 Pa (1atm)

V: Volumen total del gas (suponemos 1m³)

N: Número de moles

R: Constante de los gases ideales ($R = 8,314 \frac{J}{mol \cdot K}$)

T: Temperatura en K. En c.n. igual a 298 K (25 °C)

Con estos datos, despejando el número de moles obtenemos:



$$n = 40,89 \text{ mol}$$

Una vez conocido el número de moles totales de 1 m^3 de gas, tendremos que multiplicar este valor por los correspondientes tantos por ciento de los componentes del Gas Natural, ya que la producción en volumen es la misma que en moles, así obtenemos:

Hidrocarburo	Composición Química	Moles
Metano	CH_4	37,37
Etano	C_2H_6	2,94
Propano	C_3H_8	0,327
Nitrógeno	N_2	0,245

Tabla 32: Moles en la composición del gas natural [11]

Haciendo equilibrio de Carbonos, Hidrógenos, Oxígenos y Nitrógenos obtenemos:



Por lo tanto tenemos 44,23 moles de CO_2 por m^3 de Gas Natural.

Ahora para conocer la masa correspondiente a estos moles, utilizamos la siguiente expresión:

$$n = \frac{m}{Pm}$$

Siendo:

n: Número de moles.

m: Masa (gramos)

Pm: Peso molecular del CO_2 (gramos) = 44 g

Y por tanto obtenemos que la masa de CO_2 es igual a 1,946 Kg.

Una vez conocido este valor, estaremos en disposición para calcular las emisiones de CO_2 evitadas. Para ello tendremos que multiplicar el volumen de CO_2 ahorrado, que ha sido calculado anteriormente, por la masa que acabamos de obtener.



Por tanto, las emisiones de CO₂ evitadas son:

Mes	Ahorro de combustible (m ³)	Emisiones evitadas (Kg)
Enero	46,67	90,84
Febrero	64,57	125,67
Marzo	86,26	167,86
Abril	102,23	198,94
Mayo	113,42	220,71
Junio	131,47	255,84
Julio	148,67	289,32
Agosto	144,43	281,06
Septiembre	124,76	242,78
Octubre	86,79	168,91
Noviembre	58,17	113,21
Diciembre	40,31	78,45
Total Anual	1147,79	2233,60

Tabla 33: Emisiones de CO₂ evitadas

La cantidad de CO₂ que dejamos de emitir al año con este tipo de instalación térmica solar es de 2233,60 Kg, es decir, una cantidad más que considerable para replantearse el adquirir este tipo de instalaciones, que como sabemos son muchas las ventajas que tienen para el medio ambiente.



7. CONCLUSIONES

En este proyecto se ha tratado el suministro de agua caliente sanitaria en un edificio de 16 viviendas, en el que se estiman que viven 54 personas, teniendo en cuenta las consideraciones del Código Técnico de la Edificación.

Tras la realización del proyecto se ha obtenido las siguientes conclusiones:

- El sistema de captación solar es capaz de suministrar por sí solo el 52 % de las necesidades térmicas de la vivienda para poder suministrar el agua caliente sanitaria. De este modo cumplimos la normativa, ya que al encontrarnos en la provincia de Salamanca, correspondiente a la zona climática III, el 50 % es la contribución solar mínima que debemos obtener.
- Al ser Salamanca una provincia que no es muy calurosa, no hay exceso de energía térmica solar, por tanto no podríamos emplearla en una futura piscina, sistema de aire acondicionado o calefacción por suelo radiante.
- Lo más destacable en este tipo de instalaciones es el gran ahorro medioambiental que se produce, ya que como se ha visto en el apartado de impacto medioambiental, podemos llegar a reducir una cantidad de 2,2 toneladas de CO₂ anuales en cada bloque de viviendas.
- Otra de las conclusiones es la posibilidad de llegar a un acuerdo con la arquitectura propia de los edificios, para que una vez estén en proyecto, se tenga en cuenta la implantación de este tipo de instalaciones. Todo esto con el fin de no encontrarnos grandes problemas de espacio, sombras, etc. que aumentan económicamente la instalación e incluso reducen el rendimiento de la misma.
- El principal contratiempo al que se enfrentan este tipo de aplicaciones energéticamente limpias es su alto coste, aunque esto se ve subsanado gracias a las subvenciones dadas por las administraciones públicas, lo cual hace que en nuestro caso sea económicamente asequible la implantación de esta instalación. Ello permitirá un desarrollo del equipamiento necesario a una mayor escala, con lo que se espera conseguir una reducción en los costes de adquisición de dicho equipamiento.
- En definitiva, esta instalación térmica solar se hace necesaria y posible:
 - Necesaria debido al compromiso que debe cobrar la sociedad ante la problemática del cambio climático, contribuyendo en este caso con una reducción significativa en las emisiones de CO₂.
 - Posible gracias a la subvenciones de los estamentos públicos y la eficiencia creciente de estos sistemas.

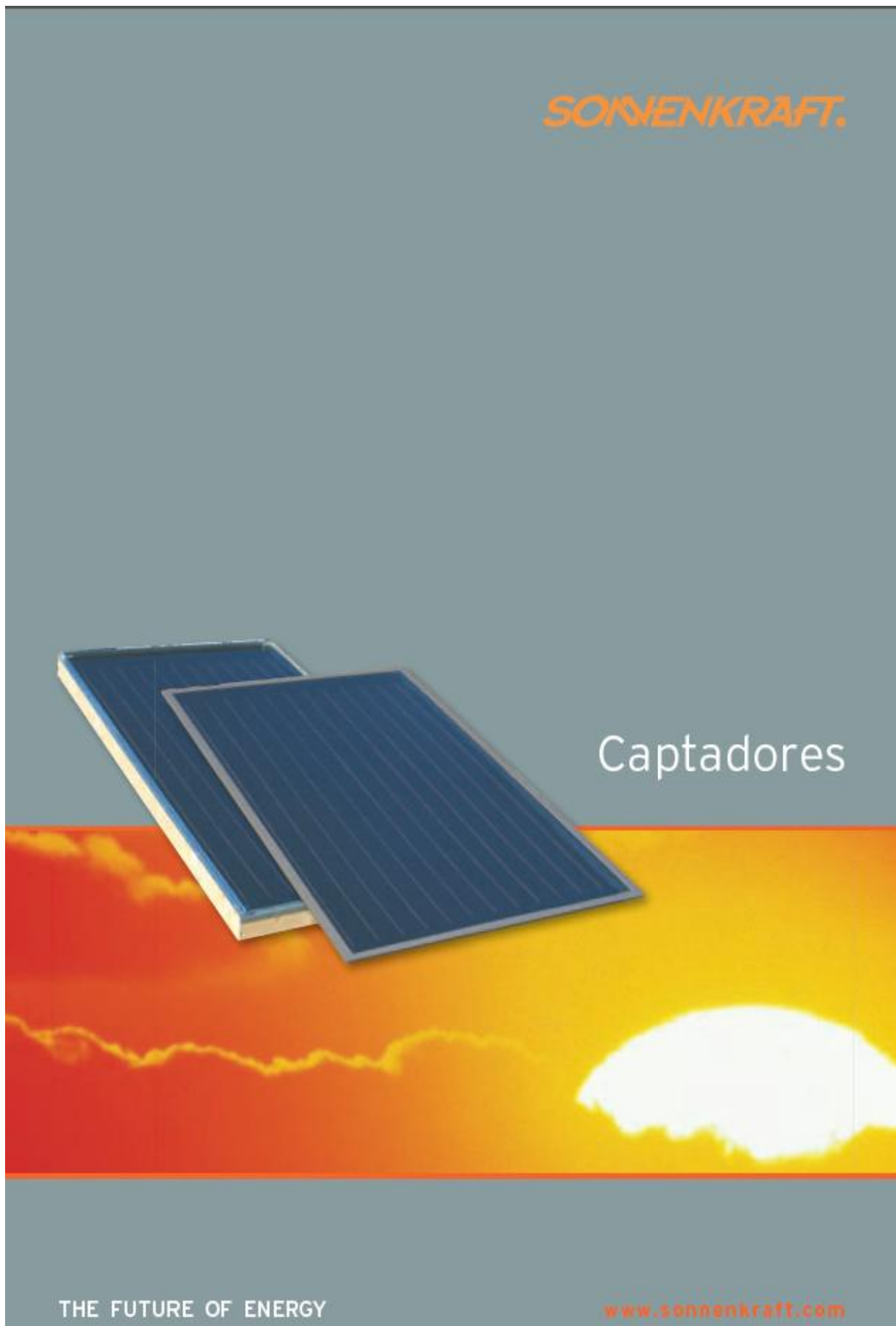


8. ANEXOS

- Colectores
- Bomba
- Intercambiador de calor
- Vaso de expansión
- Acumulador de estratificación (Circuito auxiliar)
- Acumulador de ACS solar (Circuito de apoyo)
- Caldera
- Aislante
- Gráficas de propiedades del agua con propilenglicol
- Gráfica de pérdida de carga del cobre
- Planos del edificio



- Colectores solares:



Captador solar y de absorción SK500

Adapto para cada tipo de tejado, plano o inclinado, y para cada tipo de posición; en el jardín o integrado en una grande instalación, el mayor mérito del SK500 es el de ser un captador universal. El absorbedor estructurado de cobre macizo en toda su superficie con revestimiento de vacío altamente selectivo, la alta calidad del aislamiento, el aislamiento del borde y la bella y resistente cuba de aluminio hacen del SK500 uno de los mejores captadores en su clase.

Datos técnicos SK500

Denominación	SK500N	SK500L
Tipo de captador	Captador plano	
Tipo de montaje	Sobre tejado	
Superficie bruta	2,57 m ²	
Superficie de apertura	2,3 m ²	
Superficie de absorbedor	2,2 m ²	
Altura	2079 mm	1239 mm
Ancho	1239 mm (Incl. conexiones: 1257 mm)	2079 mm (Incl. conexiones: 2098 mm)
Profundidad	100 mm	
Peso en vacío	44 kg	
Capacidad del captador	1,6 l	
Disposición	Racones de rosca de 1", siempre arriba a la izquierda y arriba a la derecha	
Absorbedor	Absorbedor de cobre estructurado en toda la superficie con revestimiento de vacío altamente selectivo	
Conexión	Conexión de arpa	
Absorción (α)	0,95	
Emisión (ε)	0,05	
Carcasa	Cuba de aluminio	
Aislamiento térmico	Lana mineral 50 mm, Incl. aislamiento del borde	
A cristaledo del captador	Vidrio solar endurecido de seguridad de bajo contenido en hierro, 3,2 mm	
Número de cristales	1	
Factor de conversión η ₀	0,82	
Rect. de cosoc. angular K _{50°}	0,95	
Rendimiento mínimo	525 kWh/(m ² a)	
Presión máx. de trabajo	10 bares	
Temperatura de parada	180° C más la temperatura ambiente	
Caudal recomendado	15 - 40 l/h por m ²	
Conexión de módulos	máx. 6 unidades en serie	
Inclin. mín. del captador	15°	
Inclin. máx. del captador	75°	

Sistemas de fijación SK500



Tirafondos SSP



Estribo de tejado DEP



Lastre de hormigón BBALSK



Placa de soporte BDA

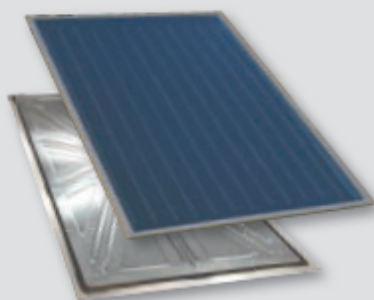
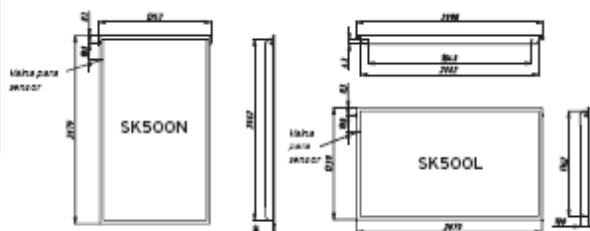


Dispositivo de apriete plegado FKP

Fijación SK500

SONNENKRAFT preconfeciona todas las piezas de fijación y de chapa y las suministra con todos sus accesorios. Si lo desea, Usted mismo puede realizar el montaje - se suministran unas instrucciones de montaje fáciles de entender.

Dimensiones SK500



Ventajas del captador SK500

- Módulos de 2,5 m², adecuados para todos los tipos de montaje
- Alta temperatura del agua caliente en poco tiempo gracias al revestimiento de vacío altamente selectivo del absorbedor
- Vidrio solar resistente al granizo
- Larga vida útil gracias a sus materiales, resistentes a los cambios climáticos
- Absorbedor de cobre estructurado macizo, revestimiento altamente selectivo
- Cuba de aluminio embutido de bella forma
- Aislamiento de las paredes laterales
- Aislamiento de la pared posterior de alta calidad de lana mineral no descomponible de 50 mm
- Atornilladuras Holländer de fácil montaje
- Si se desea, se puede suministrar con 4 conexiones para grandes proyectos (SK500N4)



C561

Solar Collector Factsheet Sonnenkraft SK500N



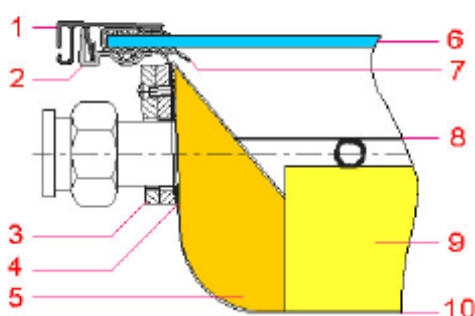
Modelo	SK500N
Tipo	Colector plano
Fabricante	Sonnenkraft Vertriebs GmbH
Dirección	Industriepark
	AT-9300 St. Veit
Teléfono	+43 04212 45010
Telefax	+43 04212 45010 477
Email	office@sonnenkraft.com
Internet	www.sonnenkraft.com
Fecha de ensayo	07.2003

- ☒ Ensayo de rendimiento EN12975:2001
- ☐ Ensayo de durabilidad EN12975:2001

Dimensiones		Datos técnicos	
Longitud total	2.078 m	Caudal mínimo	120 l/h
Anchura total	1.238 m	Caudal nominal	400 l/h
Superficie bruta	2.573 m ²	Caudal máximo	1250 l/h
Área de apertura	2.204 m ²	Contenido de fluido	1.7 l
Área de absorbedor	2.173 m ²	Presión máxima de operación	10 bar
Peso vacío	47 kg	Temperatura de estancamiento	-- °C

Montaje del captador	Informaciones adicionales
<input checked="" type="checkbox"/> En tejado con inclinación	<input type="checkbox"/> Módulos disponibles en diversos tamaños
<input checked="" type="checkbox"/> Integrado en tejado con inclinación	<input type="checkbox"/> Cubierta intercambiable
<input checked="" type="checkbox"/> Sobre tejado plano con estructura	Conexiones hidráulicas
<input type="checkbox"/> A la fachada	G1"

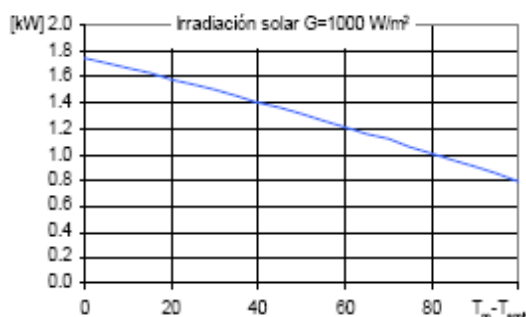
Construcción



- 1 Listón de cubierta
- 2 Perfil del soporte del vidrio
- 3 Placa para la brida
- 4 Junta
- 5 Aislamiento térmico lateral
- 6 Cubierta
- 7 Perfil de junta
- 8 Absorbedor
- 9 Aislamiento térmico
- 10 Caja

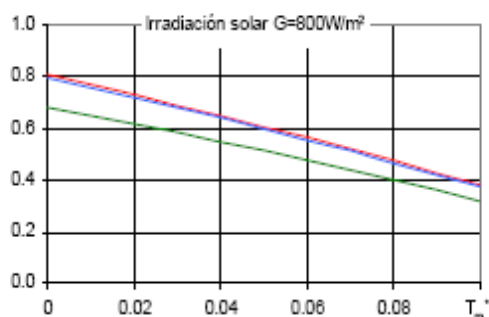


Rendimiento máximo W_{peak}



Rendimiento máximo W_{peak}	1751 W
Capacidad térmica*	5.5 kJ/K
Caudal usado para los ensayos	300 l/h
Fluido de transferencia de calor	Agua-Glicol 33.3%

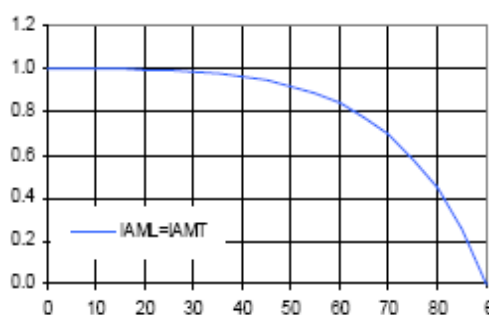
Eficiencia relativa η



Área referencia	Total	Apertura	Absorbedor
η_0	0.681	0.795	0.806
a_1 [WK ⁻¹ m ²]	3.11	3.63	3.68
a_2 [WK ⁻² m ²]	0.0061	0.0071	0.0072

*) Capacidad térmica específica C del captador sin líquido, determinado según 6.1.6.2 del EN12975-2:2001

Modificador del ángulo IAM



K1, transversal IAM a 50°	0.92
K2, longitudinal IAM a 50°	0.92

Caída de presión Δp

Caída de presión para caudal nominal:
 $\Delta p = \dots$ Pa (T=20°C)

SPF Simulación de sistemas con Polysun

Breve descripción del sistema

Clima: Suiza central, orientación del captador: Sur,
agua fría 10°C, agua caliente sanitaria 50°

Superficie requerida**
Número de captadores

Rendimiento solar**

Agua caliente sanitaria: Fss* = 60%

Depósito 450 litros, inclinación del captador 45°,
Necesidad diaria de energía 10 kWh (4-6 personas),
Necesidad energética del sistema de referencia 4200 kWh/año

4.92 m²
2.2 captadores 517 kWh/m²

Precalentamiento del ACS: Fss* = 25%

2 depósitos: 1500 litros & 2500 litros, inclinación del captador 30°,
Agua caliente sanitaria 10'000 l/día (200 personas),
Pérdida diaria de calor (circulación & depósito) 60 kWh,
Necesidad energética del sistema de referencia 191700 kWh/año

64.5 m²
29.3 captadores 744 kWh/m²

Calefacción de espacio: Fss* = 25%

Almacenamiento combinado 1200 litros, inclinación del captador 45°,
Necesidad diaria de energía 10 kWh (4-6 personas), Edificio 200 m²,
Construcción intermedia fuerte, bien aislada,
Necesidades potencia de calentamiento 5.8 kW (temperatura exterior -8°C),
Necesidades energéticas de calentamiento 12140 kWh/año,
Necesidades energética del sistema referencia 16340 kWh/año

15.0 m²
6.8 captadores 355 kWh/m²

*) Fractional solar savings: Fracción de la energía final que, gracias al sistema solar, puede ser ahorrada comparada con un sistema de referencia.

**) La necesidad en superficie y el rendimiento solar son definidos en relación a la superficie de abertura.



- Bombas:

VIVIENDA UNIFAMILIAR

Las bombas circuladoras UPS Serie 100 están diseñadas especialmente para sistemas de calefacción bitubo y monotubo y aptas para sistemas de refrigeración y aire acondicionado en su versión K.

Selector de velocidad

Motor monofásico con 3 velocidades de funcionamiento que permite adecuarse a las necesidades específicas de la instalación en cada momento.

Práctica

Disponible en 2 longitudes 130 y 180 mm y posibilidad de aumentar dicha longitud con los Kits Universal Grundfos. Forma sobre el cuerpo de la bomba para facilitar la sujeción de la conexión a la tubería.

Caja de conexiones accesible con conexiones de fácil manejo tipo "prensa".

UPS Serie 100



UPS 4 m / 5 m



UPS 6 m



Modelo	Código	Conexión bomba	Longitud (mm)	Tensión	Clase energética	BOMBAS
UPS 25-40	96281384	G 1 1/2	180	1x230 V	B	
UPS 25-40 K	59544505	G 1 1/2	180	1x230 V	-	
UPS 25-40	96281376	G 1 1/2	130	1x230 V	B	
UPS 25-50	96281432	G 1 1/2	180	1x230 V	B	
UPS 25-50 K	59545502	G 1 1/2	180	1x230 V	-	
UPS 25-50	96281424	G 1 1/2	130	1x230 V	B	
UPS 25-60	96281483	G 1 1/2	180	1x230 V	C	
UPS 25-60 K	59546508	G 1 1/2	180	1x230 V	-	
UPS 25-60	96281476	G 1 1/2	130	1x230 V	C	

CARACTERÍSTICAS / CONSTRUCCIONES

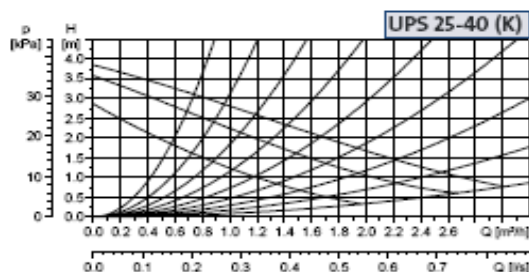
- Eje y cojinetes radiales de cerámica.
- Cojinete de empuje en carbono.
- Soporte de cojinete en acero inoxidable
- Rotor y carcasa del rotor en acero inoxidable férreo
- Impulsor en material resistente a la corrosión.
- Carcasa de la bomba en fundición.
- Temperatura del líquido de +2°C a +110°C (versión K: de -25°C a +95°C).
- Presión máxima del sistema 10 bar.
- Clase de aislamiento F (UPS 25-60: clase H).
- Grado de protección IP 42 o IP 44.
- Motor protegido contra partículas, no necesita protección externa.

CURVAS CARACTERÍSTICAS

Nota:

- Las bombas deben siempre instalarse con el eje del motor en posición horizontal.
- Para evitar ruidos de cavitación y daño a los cojinetes de la bomba, las siguientes presiones mínimas son necesarias en la aspiración de la bomba:

Temperatura del líquido	85°C	90°C	110°C
Presión de entrada	0,5 m CE 0,049 bar	2,8 m CE 0,27 bar	11,0 m CE 1,08 bar

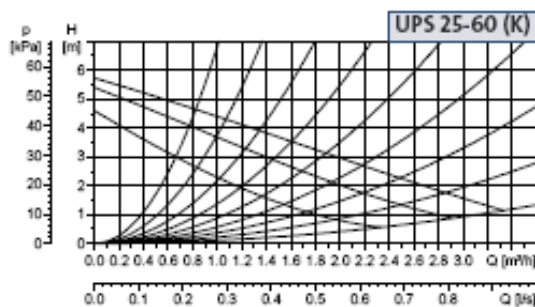
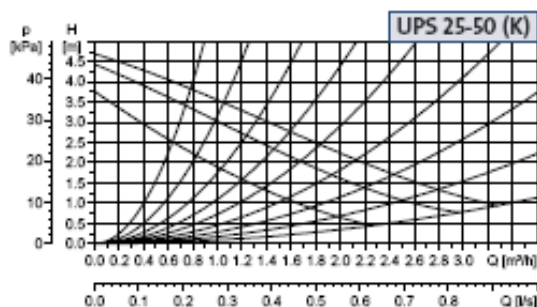




CALEFACCIÓN

CLIMATIZACIÓN

CURVAS CARACTERÍSTICAS



SABER MÁS...

Tipos de sistemas de calefacción	Superficie calentada	Caudal necesario	Bomba circuladora
De 3 a 15 radiadores	50 a 200 m ²	0,4 a 1 m ³ /h	UPS 25-40
+ de 15 radiadores	250 m ²	1,1 m ³ /h	UPS 25-50
Suelo radiante	50 a 100 m ²	1,2 a 1,8 m ³ /h	UPS 25-40
Suelo radiante	150 m ²	2,4 m ³ /h	UPS 25-40
Suelo radiante	200 a 250 m ²	3 a 3,3 m ³ /h	UPS 25-60

Valores dados a título orientativo, válidos para el 90% de las instalaciones. Se aconseja un estudio detallado.

SELECCIÓN

		Tubería ROSCADA EXTERIOR		Tubería ROSCADA INTERIOR	KIT de aislamiento
Diámetro tubería		G 3/4 (20/27)	G1 (26/34)	G1 1/4 (33/42)	
UPS 25-40	96281384	U 3/4" F 529921	U 1" F 529922	U 1 1/4" M 529924	IK SUP 15 505821
UPS 25-40 K	59544505	U 3/4" F 529921	U 1" F 529922	U 1 1/4" M 529924	IK SUP 15 505821
UPS 25-40	96281376	U 3/4" F 529921	U 1" F 529922	U 1 1/4" M 529924	IK SUP 15 505821
UPS 25-50	96281432	U 3/4" F 529921	U 1" F 529922	U 1 1/4" M 529924	IK SUP 15 505821
UPS 25-50 K	59545502	U 3/4" F 529921	U 1" F 529922	U 1 1/4" M 529924	IK SUP 15 505821
UPS 25-50	96281424	U 3/4" F 529921	U 1" F 529922	U 1 1/4" M 529924	IK SUP 15 505821
UPS 25-60	96281483	U 3/4" F 529921	U 1" F 529922	U 1 1/4" M 529924	IK SUP 15 505821
UPS 25-60 K	59546508	U 3/4" F 529921	U 1" F 529922	U 1 1/4" M 529924	IK SUP 15 505821
UPS 25-60	96281476	U 3/4" F 529921	U 1" F 529922	U 1 1/4" M 529924	IK SUP 15 505821

ACCESORIOS HIDRÁULICOS
(Ver página 28)



U = Juego racores (fundición)
Nº de racores : 2



IK= Kit de aislamiento



- Intercambiador de calor:



CASA MATRIZ: Panamericana Norte N°18.900 - Sitio 3 - Lampa - Santiago
Fono:(56-2) 270 9700 - Fax:(56-2) 738 7618 - 736 7653
Web: www.termodinamica.cl - e-mail: ventas@termodinamica.cl



TD15-02

ALFA LAVAL

INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS MODELO M3

Descripción

El intercambiador de calor de placas consta de un paquete de placas metálicas de relieve corrugado con orificios para la circulación de los dos fluidos entre los que se va a producir transferencia térmica.

El paquete de placas se sitúa entre una placa (frame) bastidor y una placa de presión que, mediante unos pernos de apriete, comprimen el citado conjunto. Cada placa lleva una junta periférica (empaquetaduras) que sella los canales y dirige el fluido alternativamente entre placas. El número de placas se determina en función de los caudales, propiedades físicas de los fluidos, pérdidas de carga admisibles y programa de temperaturas. El corrugado de las placas facilita la formación de turbulencias y soporta la presión diferencial que se produce.

La placa de presión y el resto de las placas se encuentran suspendidas de una barra soporte, situada superiormente, y centrados por una barra guía inferior. Ambas barras se fijan a una columna soporte.

Las conexiones se sitúan en la placa de bastidor, o si alguno de los fluidos realiza más de un paso dentro de la unidad, se sitúan en las placas de bastidor y de presión.



Condiciones de trabajo

Capacidades típicas carga y programa de temperaturas	:	Flujo de 4 kg/s (aprox. 14 m³/h), dependiendo del tipo de fluidos, pérdidas de
Potencia entregada por el vapor al agua	:	50 kW - 250 kW
Temperatura máxima de trabajo	:	140 °C
Presión máxima de trabajo	:	1 MPa (bastidores tipo FM y FG) 1,6 Mpa (bastidores tipo FGL)
Coefficiente de transferencia de calor	:	3500 - 5500 W/m².°C
Máxima superficie de intercambio térmico	:	3,9 m² (Bastidores FM y FG) 2,7 m² (bastidores FGL)
Superficie de transferencia por placa	:	0,032 m²

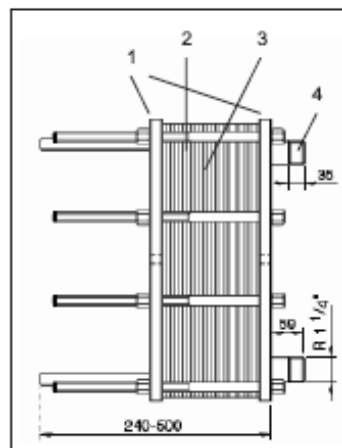
Materiales

1 Bastidor	Acero al carbono
2 Placa	Acero inoxidable AISI 316, Ti
3 Empaquetadura	M3: NBR EPDM M3X: NBR, EPDM, FKM
4 Conectores	Acero inoxidable

Conexiones

Rosca externa ISO R 1-1/4"

Rosca externa ISO G 1-1/4"

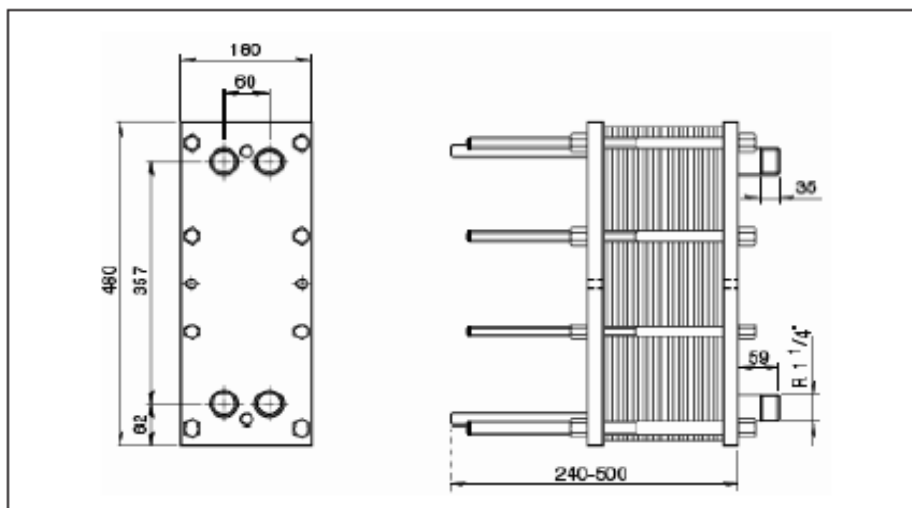




CASA MATRIZ: Panamericana Norte N°18.900 - Sitio 3 - Lampa - Santiago
Fono:(56-2) 270 9700 - Fax:(56-2) 738 7618 - 736 7653
Web: www.termodinamica.cl - e-mail: ventas@termodinamica.cl



Dimensiones en mm:

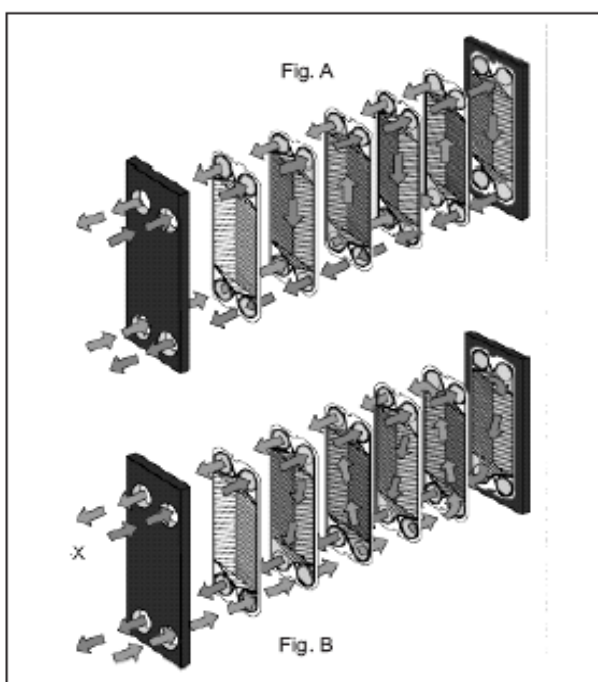


Principio de funcionamiento

Los fluidos se introducen por los orificios de conexión y circulan por los canales que se forman entre placas, convenientemente separados por las juntas. Un fluido es conducido a un segundo paso, mientras el otro circula por el canal que forman estos dos primeros. Los dos fluidos se encuentran así separados, sin poderse mezclar, por una delgada placa a través de la cual se produce la transferencia de calor.

Las corrugaciones forman los correspondientes canales entre placas, cuyos bordes de apoyo presionan unas sobre las otras. Los fluidos circulan con altas turbulencias produciendo un gran rendimiento en la transferencia de calor.

Las placas M3, proporcionan un flujo paralelo (Fig.A), mientras que las placas M3X, un flujo diagonal (Fig.B)





- Vaso de expansión:

09 COMPLEMENTOS PARA INSTALACIONES DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

• Vasos expansión energía solar



Código	Artículo	Capacidad l	Presión máx. bar	Dimensiones D x H	Conex. de agua Ø	Precarga bar	€
<ul style="list-style-type: none"> • Temperatura máxima: 130°C • Precarga: 2,5 bar • Apto para el uso hasta 50% anticongelante 							
MEMBRANA FIJA							
SO 09 021	5 SMF	5	10	200x240	3/4"	2,5	22,88
SO 09 022	8 SMF	8	10	200x335	3/4"	2,5	24,96
SO 09 023	12 SMF	12	10	270x304	3/4"	2,5	28,08
SO 09 024	18 SMF	18	10	270x405	3/4"	2,5	30,16
SO 09 025	24 SMF	24	8	320x425	3/4"	2,5	35,36
MEMBRANA INTERCAMBIABLE							
SO 09 026	35 SMR-P	35	10	360x615	1"	2,5	102,96
SO 09 027	50 SMR-P	50	10	360x750	1"	2,5	132,08
SO 09 028	80 SMR-P	80	10	450x750	1"	2,5	165,36
SO 09 029	100 SMR-P	100	10	450x850	1"	2,5	240,24
SO 09 030	220 SMR	200	10	485x1400	1-1/2"	2,5	510,64
SO 09 031	350 SMR	300	10	485x1965	1-1/2"	2,5	647,92
SO 09 032	500 SMR	500	10	600x2065	1-1/2"	2,5	912,08
SO 09 033	700 SMR	700	10	700x2215	1-1/2"	2,5	1.538,16

DIMENSIONAMIENTO DEL VASO DE EXPANSIÓN (*):

Nº colectores		Contenido de agua en litros			Capacidad del vaso
ESCOSOL 2800 S (**)	ESCOSOL 2500 (***)	Colectores + instalación	Intercambiadores	total	
1	2	3,6	15	18,6	12
2	4	7,2	15	22,2	18
4	8	14,4	21	35,4	25
6	12	21,6	42	63,6	50
8	15	28,8	42	70,8	80
10	20	36	60	96	80
12	26	43,2	65	108,2	100
16	35	57,6	80	137,6	150
20	—	72	85	157	150
24	40	86,4	85	171,4	200
28	—	100,8	90	190,8	200
32	60	115,2	100	215,2	300
36	—	129,6	110	239,6	300
40	75	144	120	264	300
44	—	158,4	150	308,4	300
48	90	172,8	150	322,8	350
52	—	187,2	180	367,2	350
60	110	216	200	416	500
70	120	252	250	502	500
80	140	288	300	588	700

(*) Exclusivamente como valor orientativo

(**) Presión de llenado: 3,5 bar. Máxima presión de trabajo: 6 bar.

(***) Presión de llenado: 1,5 bar. Máxima presión de trabajo: 3 bar.



- Acumuladores solares:

SONNENKRAFT.

Acumulador,
Calentador

THE FUTURE OF ENERGY

www.sonnenkraft.com

Acumulador de estratificación COMFORT XL PS

Los acumuladores por capas PS de COMFORT XL hacen posible -sobre todo en sistemas más grandes- un almacenamiento óptimo de energía con un alto nivel de temperatura. Son las "centrales de energía" de las que se abastecen todos los usuarios.

Datos técnicos PS

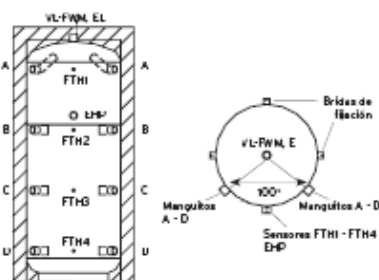
	Unidad	PS500	PS800	PS1000	PS1500	PS2000	PS3000	PS5000
Capacidad	l	500	800	1000	1500	2000	3000	5000
Diámetro con aislamiento	mm	825	960	960	1200	1300	1490	1860
Diámetro sin aislamiento	mm	650	790	790	1000	1100	1250	1600
Altura con aislamiento	mm	1765	1810	2090	2150	2410	2515	2920
Altura sin aislamiento	mm	1720	1775	2058	2097	2358	2465	2850
Inclinación	mm	1770	1873	2145	2135	2410	2525	2950
Peso	kg	70	95	116	152	202	237	350
Presión de servicio admis., calefacción	bar	3	3	3	3	3	3	3
Temp. de servicio admis., calefacción	°C	95	95	95	95	95	95	95
Manguito A, 2 x (p. ej., salida "calentador")	Rp	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"
SLH40 ó salida de caldera agua caliente	mm	1430	1430	1710	1760	2020	2075	2350
Manguito B, 2 x (p. ej., salida de calefacción o salida de caldera calefacción)	Rp	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"
mm	1030	1030	1250	1350	1490	1575	1720	
Manguito C, 2 x (p. ej., salida "calentador" SLH40 ó retorno de calefacción)	Rp	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"
mm	630	630	745	825	900	825	1070	
Manguito D, 2 x (p. ej., retorno SLH40, retorno FWM35 ó retorno de calefacción de suelo)	Rp	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"
mm	260	260	310	380	320	375	490	
Salida del módulo de agua caliente instantánea/Purga de aire V/L-FWM/EL	Rp	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"
mm	arriba	arriba	arriba	arriba	arriba	arriba	arriba	
Vaina de inmersión para sensor FTH1	mm	15x125	15x125	15x125	15x125	15x125	15x125	15x125
mm	1430	1430	1710	1760	2020	2075	2350	
Vaina de inmersión para sensor FTH2	mm	930	930	1150	1555	1755	1825	2035
Vaina de inmersión para sensor FTH3	mm	560	560	655	1250	1390	1475	1620
Vaina de inmersión para sensor FTH4	mm	260	260	310	380	320	375	490
Rp	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"	6/4"
Muffe für E-Heizung EHP	mm	1155	1155	1375	1475	1615	1700	1845

1 m² de captador necesita aprox. 70 - 100 litros de acumulador.

1 Kw de potencia de caldera a madera necesita aprox. 70 l, 1 Kw de potencia de caldera a gas necesita 20 lt de acumulador.

Téngase en cuenta la altura del local a la hora de hacer pedidos. Ésta debe ser mayor que la inclinación del acumulador.

Esquema de conexiones PS



Indicaciones

Se debe hacer un pedido extra de aislamiento para acumuladores mayores de 1000 litros

Aislamiento de 85 mm con revestimiento de poliestireno: para acumuladores de 500 a 1000 litros

Aislamiento de espuma suave de 100 mm con revestimiento de poliestireno: para acumuladores de 1500 a 2000 litros

Aislamiento de espuma suave de 120 mm con revestimiento de poliestireno: para acumuladores de 3000 / 5000 litros



Ventajas del acumulador de estratificación COMFORT XL PS

- Fácil de montar
- Gran calidad y larga vida útil
- Uso universal
- Aislamiento térmico óptimo, desmontable para un transporte más fácil
- Buena estratificación gracias a los limitadores de flujo integrados para la circulación natural y para el diafragma de estratificación
- Mejor aprovechamiento del combustible gracias a la combinación de caldera de calefacción e instalación solar
- Se pueden interconectar rápidamente varios acumuladores de estratificación mediante mangueras de conexión de tubo ondulado
- En combinación con el módulo de agua caliente instantánea FWM se prescinde del acumulador de agua caliente sanitaria
- Alto aporte solar y óptima eficiencia del sistema - especialmente en combinación con el módulo de estratificación SLM

Es posible que haya errores de maquetación o de impresión.
Reservado el derecho a realizar modificaciones técnicas.

Vers. n.º: 2006/01

Acumulador de agua caliente sanitaria solar ELBR

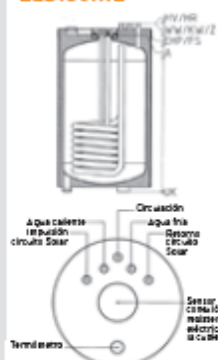
Los acumuladores de agua caliente sanitaria ELBR de SONNENKRAFT son la solución ideal para cualquier sistema de agua caliente sanitaria solar. Los acumuladores de alta calidad están protegidos contra la corrosión mediante esmaltado y ánodos de protección. Un aislamiento de alta calidad -hasta ELB500R2E espumado in situ, en ELB750R2E y ELB1000R2E desmontable para un transporte más fácil- proporciona un aislamiento térmico óptimo. NOVEDAD: Los tipos de acumuladores ELB200-1000R2E-H también están indicados para el montaje rápido del grupo de retorno PSKR15.

Datos técnicos ELBR

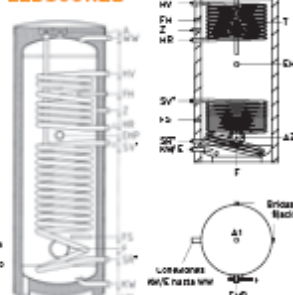
	Unidad	ELB160R1E	ELB200R2E	ELB300R2E	ELB400R2E	ELB500R2E	ELB750R2E	ELB1000R2E
Capacidad	l	160	200	300	400	500	750	1000
Diámetro con aislamiento	mm	560	540	600	700	700	960	960
Diámetro sin aislamiento	mm						790	790
Altura con aislamiento	mm	997	1432	1834	1631	1961	1830	2070
Inclinación	mm	1150	1530	1930	1745	2082	1902	2125
Peso	kg	60	85	120	140	155	195	210
Presión de servicio admis., A.C.S.	bares	10	10	10	10	10	10	10
Presión de servicio admis., calefacción	bares	10	10	10	10	10	10	10
Presión de servicio admis., circuito solar	bares	10	10	10	10	10	10	10
Temp. de servicio admis., A.C.S.	°C	95	95	95	95	95	95	95
Temp. de servicio admis., calefacción	°C	110	110	110	110	110	110	110
Temp. de servicio admis., circuito solar	°C	110	110	110	110	110	110	110
Superf. ext./sup./Serpentín de calentamiento comp.	m²		0,70	0,81	1,00	1,28	2,00	2,00
Superficie calefacción int./Serpentín solar	m²	0,72	0,95	1,49	1,83	2,11	2,10	2,10
Cap. del intercambiador de calor del circ. solar	l	5,5	6,4	10,4	12,8	14,7	13,2	13,2
Cap. del intercambiador de calor del circ. calif.	l		4,8	5,6	6,9	8,9	12,6	12,6
Valor nominal de rendimiento HL sup.	M _t / kW		2,4 / 25	2,5 / 27	5,7 / 31	8,9 / 40	12 / 59,5	12 / 59,5
Valor nominal de rendimiento HL int.	M _t / kW	1,4 / 22	4,2 / 31	4,1 / 45	9,4 / 51	16 / 65	35 / 63	37 / 63
Salida de calefacción HV	R		1"	1"	1"	1"	1"	1"
	mm		1146	1488	1354	1604	1500	1778
Retorno de calefacción HR	R		1"	1"	1"	1"	1"	1"
	mm		786	1120	1006	1114	1095	1373
Salida solar SV ELBR2E/ELBR2E-H	R	3/4" / -	1" / 1"	1" / 1"	1" / 1"	1" / 1"	1" / 1"	1" / 1"
	mm	1032 / -	686 / 687	1028 / 965	895 / 909	940 / 966	690 / 773	690 / 773
Retorno solar SR ELBR2E/ELBR2E-H	R	3/4" / -	1" / 1"	1" / 1"	1" / 1"	1" / 1"	1" / 1"	1" / 1"
	mm	1032 / -	101 / 687	254 / 965	220 / 909	220 / 966	240 / 773	240 / 773
A.C.S., WW	R	3/4"	3/4"	1"	1"	1"	1 1/4"	1 1/4"
	mm	1032	1366	1725	1523	1855	1600	1890
Agua fría KW	R	3/4"	3/4"	1"	1"	1"	1 1/4"	1 1/4"
	mm	1032	55	90	55	55	140	140
Circulación Z	R	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
	mm	1032	899	1243	1111	1264	1207	1485
Valinas de inmersión para sensor	mm	#16x600	#16x200	#16x200	#16x200	#16x200	#16x120	#16x120
Calefacción FH	mm		1011	1353	1223	1409	1320	1598
Solar FS	mm	965	280	403	340	340	467	467
Manguito de 1/2" para red de agua fría	mm	965	736	1078	957	1040	880	1100
Termómetro T	mm	1007	1226				1472	1572
Brida F, D ₁ / T ₁ / D ₂	mm	85 / 125 / 150	110 / 150 / 180	110 / 150 / 180	110 / 150 / 180	110 / 150 / 180	110 / 150 / 180	110 / 150 / 180
Ánodo A1	mm	#26x480	#26x550	#26x1100	#26x900	#26x1100	1 1/4"x#33x680	1 1/4"x#33x680
	mm	arriba	arriba	arriba	arriba	arriba	arriba	arriba
Ánodo A2	mm						#8x#33x500	#8x#33x680
	mm						280	280

Esquemas de conexiones

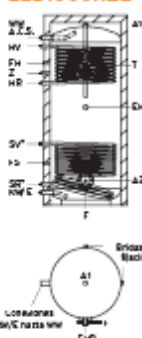
ELB160R1E



ELB200R2E ELB300R2E ELB400R2E ELB500R2E



ELB750R2E ELB1000R2E



Ventajas del acumulador de agua caliente sanitaria solar ELBR

- Ideal para el aprovechamiento de la energía solar gracias a los intercambiadores de calor de grande superficie
- Alta transmisión del calor mediante serpentín de tubo liso
- Larga vida útil gracias a la óptima protección contra la corrosión
- Entrada de agua fría con dispositivo antiturbulencia
- Posibilidades variables de calentamiento complementario
- Óptimo aspecto mediante la combinación de colores del diseño de SONNENKRAFT
- Esmaltado de alta calidad
- Revestimiento resistente con un aspecto adecuado
- Aislamiento espumado in situ hasta ELB500R2E
- Aislamiento de alta calidad, acoplado óptimo y desmontable para un transporte más fácil en ELB750R2E y ELB1000R2E

*) Conexiones de ida y de retorno solares elevadas así como manguitos de sujeción para el montaje rápido del grupo de retorno PSKR15 en ELBR2E-H.

Nota: Las medidas de conexión en la tabla de datos técnicos son válidas para acumulador ELBR2E. Las medidas de conexión para ELBR2E-H difieren ligeramente (véase manual ELBR2E).

Es posible que haya errores de maquetación o de impresión.
Reservado el derecho a realizar modificaciones técnicas.

Vers. n.º: 2009/01



- Caldera:



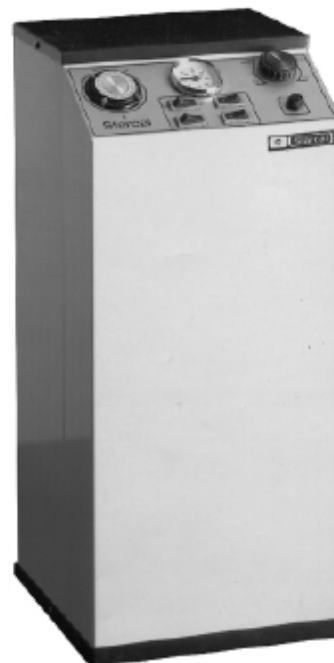
Roselló, 430-432
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32
08025 BARCELONA

**CATÁLOGO
TÉCNICO**

10 CALDERAS ELÉCTRICAS mod. CONVENCIONAL

Modelo de pie para obra

- ☒ Sistema de calefactor bi-potencia
- ☒ Termostato de control
- ☒ Termómetro Incorporado 0-120° C
- ☒ Fusible de manobra
- ☒ Programador horario de 24 horas
- ☒ Bomba aceleradora Incorporada
- ☒ Pintura en resina epoxi
- ☒ Cuadro Incorporado conexión/desconexión



PROGRAMADOR HORARIO ELECTRÓNICO

Con este pequeño robot electrónico Vd. podrá regular a su elección la puesta en marcha o la parada automática del elemento calefactor tantas veces como crea necesario, ahorrándose con ello un consumo de energía inútil.

TERMOSTATO CON SENSITIVO DE INMERSIÓN

Elemento de control de temperatura, está estudiado en los laboratorios como uno de los componentes más perfectos para desempeñar la función de conexión-desconexión por medio de un elemento sensitivo en íntimo contacto con el grupo calefactor.

SISTEMA DE ACELERACIÓN INCORPORADA (BOMBA) SOLO MOD. C/B

Normalmente, en la mayoría de los sistemas de calefacción, las bombas aceleradoras se vienen instalando fuera de las calderas, lo cual, aparte de ser bastante antiestético, ocasiona un mayor trabajo para el instalador, así como ocupar un mayor espacio para su emplazamiento, con lo cual, en muchas ocasiones, resulta difícil su instalación por falta de espacio.

STARCAL, pensando en sus clientes, da la opción, al instalar la bomba aceleradora en el interior del mueble, de ahorrarse el consiguiente espacio exterior y el trabajo de

tener que instalarla, ya que, salvo a petición del cliente, la bomba viene incorporada al mueble.

SISTEMA DE AUTOMATISMO TOTAL, CUADRO INCORPORADO

Aparte de todos los elementos de automatismo anteriormente citados, **STARCAL**, pensando en sus clientes, ha provisto a las calderas de un sistema de conexión y accionamiento de la bomba en el mismo plafón de mandos con el resto de los elementos de control.

SISTEMA CALEFACTOR BI-POTENCIA

Con este sistema Vd. podrá conseguir la mitad o la totalidad de potencia de la caldera, lo cual es sumamente interesante, pensando en una aprovechamiento al máximo de las tarifas eléctricas contratadas, ya que con un mínimo de contratación Vd. podrá conseguir un máximo aprovechamiento con el sistema **bi-potencia**. Este sistema tiene también la ventaja de que en días no muy fríos no es necesario tener la caldera a la máxima potencia, y aún más, se aconseja que en días muy fríos poner inicialmente la máxima potencia con el fin de obtener un calentamiento rápido y, una vez obtenida la temperatura deseada, podrá reducirla a la mitad, consiguiendo una temperatura uniforme de funcionamiento y un considerable ahorro de consumo eléctrico.

CALDERAS Y EMISORES



Roselló, 430-432
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32
08025 BARCELONA

CATÁLOGO TÉCNICO

PRESTACIONES VARIAS

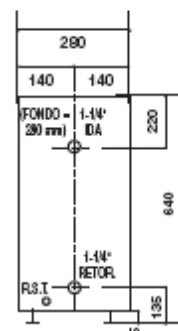
Mueble tipo Monoblock (mínimo espacio-máximo rendimiento). Doble sistema termostático para control de seguridad, interruptores de accionamiento con indicador de desconexión luminoso, patas regulables, sencillez de manejo, seguridad de funcionamiento, calentamiento rápido, estética, comodidad, limpieza, **pintado en resina epoxi**.

CÁLCULO DE RENDIMIENTOS Y CONSUMOS SEGÚN HORAS UTILIZACIÓN

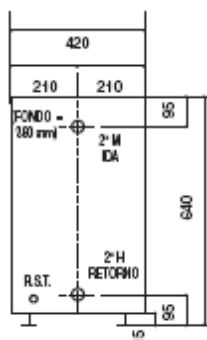
Consultar tabla modelo ESPECIAL.



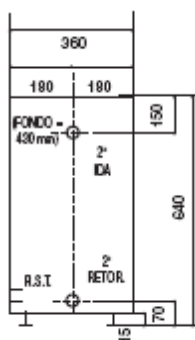
Mod. C/B de 4,5 a 15 Kw.



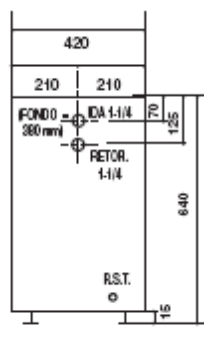
Mod. C/N de 18 a 30 Kw.



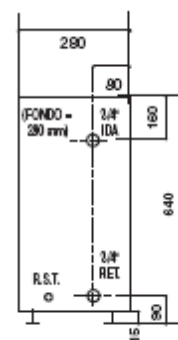
Mod. C/B de 36 a 48 Kw.



Mod. C/N de 36 a 96 Kw.



Mod. C/B de 18 a 30 Kw.



Mod. C/N de 4,5 a 15 Kw.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Modelo Convencional Normal	Modelo Convencional con Bomba	Calef. poten. W	Calef. Kcal/h	L/Alimentación		Solo modelo con bomba	Programador horario	Dimensiones mm		
				220V	380V			Alto	Fondo	Ancho
C/N-1-45	C/B-1-45	4.500	3.870	2 x 6		•	•	625	280	280
C/N-2-60	C/B-2-60	6.000	5.160	2 x 6		•	•	625	280	280
C/N-3-75	C/B-3-75	7.500	6.450	2 x 10	3 x 2,5	•	•	625	280	280
C/N-4-90	C/B-4-90	9.000	7.740	3 x 6	3 x 2,5	•	•	625	280	280
C/N-5-105	C/B-5-105	10.500	9.030	3 x 10	3 x 4	•	•	625	280	280
C/N-6-120	C/B-6-120	12.000	10.320	3 x 10	3 x 4	•	•	625	280	280
C/N-7-135	C/B-7-135	13.500	11.610	3 x 10	3 x 6	•	•	625	280	280
C/N-8-150	C/B-8-150	15.000	12.900	3 x 10	3 x 6	•	•	625	280	280
C/N-9-180	C/B-9-180	18.000	15.480	3 x 16	3 x 10	•	•	625	280	280
C/N-10-210	C/B-10-210	21.000	18.060	3 x 16	3 x 10	•	•	625	280	280
C/N-11-240	C/B-11-240	24.000	20.640	3 x 25	3 x 10	•	•	625	280	280
C/N-12-270	C/B-12-270	27.000	23.220	3 x 25	3 x 16	•	•	625	280	280
C/N-13-300	C/B-13-300	30.000	25.800	3 x 25	3 x 16	•	•	625	280	280
C/N-14-360		36.000	30.960		3 x 16		•	625	400	420
C/N-15-400		40.000	34.400		3 x 25		•	625	400	420
C/N-16-450		45.000	38.700		3 x 25		•	625	400	420
C/N-17-480		48.000	41.280		3 x 25		•	625	400	420
C/N-18-540		54.000	46.440		3 x 40		•	625	500	500
C/N-19-600		60.000	51.600		3 x 40		•	625	500	500

CALDERAS Y EMISORES



- Aislante:



SALVADOR ESCODA S.A.

www.salvadorescoda.com

Provença, 392 pl. 1 y 2
08025 BARCELONA
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32

CATÁLOGO TÉCNICO

MANUALES, CATÁLOGOS Y HOJAS TÉCNICAS: EN NUESTRA WEB

04 AISLANTE TUBULAR K FLEX ST



REFRIGERACION
AIRE ACONDICIONADO
TERMOSANITARIO

Certificado
DIN 1988/7

La solución ideal para todo tipo de instalaciones

Datos técnicos:

Conductividad térmica UNE 92/201/89	$\lambda - 20^{\circ}\text{C} = 0,033 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ $\lambda \quad 0^{\circ}\text{C} = 0,035 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ $\lambda + 20^{\circ}\text{C} = 0,037 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$
Gama temperaturas	tubos -45°C a $+116^{\circ}\text{C}$ láminas -45°C a $+85^{\circ}\text{C}$
Factor resistencia a la difusión del vapor agua UNE 92225 EX	$\mu \geq 7000$
Absorción agua% volumen después de 28 días	$< 1,1$
Flexibilidad	Excelente
Resistencia ozono	Buena
Olor	Insignificante

Resistencia al aceite y agua	Buena
Resistencia a U.V. y a la intemperie	Buena
Gama fuego: BS 476 Parte 7 1987 extensión llama BS 476 Parte 5 1979 inflamabilidad Propagación fuego BS 476 Parte 6 1989	Clase 1 Clase P Clase 0
Italia CSE RF 3/77 España UNE 23727	Clase 1 controlada M1 controlada
Reducción ruido	hasta 32 dB(A)
Densidad	$65 \pm 10 \text{ Kg/m}^3$
% células cerradas	> 90



UNE-EN ISO 9002
ER-147/2/96



SETTORE CERTICHIM
CERTIFIED
QUALITY SYSTEM
UNI EN ISO 9002
Certificate n. 260/3



K-FLEX ST – Coquillas aislantes: largo 2 m

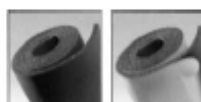
Reacción al fuego M1
DIN 1988/7



Dimensiones y contenidos:

Tubería de cobre			Tubería de hierro			6			9			13			19		
pulgadas	Ø externo mm	Ø norma DN	pulgadas	Ø externo mm	Ø norma DN	esp. progr.	tipo	metros caja	esp. progr.	tipo	metros caja	esp. progr.	tipo	metros caja	esp. progr.	tipo	metros caja
1/4"	6	4				6,0	6 x 06	496	9,0	9 x 06	352						
5/16"	8	6				6,5	6 x 08	432	9,0	9 x 08	300						
3/8"	10	8	1/8"	10,2	6	6,5	6 x 10	364	9,0	9 x 10	266	13,0	13 x 10	172	19,0	19 x 10	98
1/2"	12	10				7,0	6 x 12	316	9,5	9 x 12	234	13,0	13 x 12	162	19,0	19 x 12	88
5/8"	14/15	10/11	1/4"	13,5	8	7,0	6 x 15	266	9,5	9 x 15	192	13,0	13 x 15	136	20,0	19 x 15	78
3/4"	18	15	3/8"	17,2	10	7,0	6 x 18	220	10,0	9 x 18	166	13,0	13 x 18	118	20,0	19 x 18	72
7/8"	22	20	1/2"	21,3	15	7,5	6 x 22	160	10,0	9 x 22	136	13,0	13 x 22	98	20,0	19 x 22	64
1"	25	20		25,0		7,5	6 x 25	152	10,0	9 x 25	108	13,0	13 x 25	80	20,0	19 x 25	50
1-1/8"	28	25	3/4"	26,9	20	7,5	6 x 28	130	10,5	9 x 28	98	13,5	13 x 28	78	21,0	19 x 28	48
	30	25		30,0					10,5	9 x 30	80	13,5	13 x 30	72	21,5	19 x 30	42
1-3/8"	35	32	1"	33,7	25	7,5	6 x 35	100	11,0	9 x 35	76	14,0	13 x 35	58	21,5	19 x 35	36
	38	32		38,0													
1-5/8"	42	40	1-1/4"	42,4	32	7,5	6 x 42	90	11,0	9 x 42	60	14,5	13 x 42	48	22,0	19 x 42	32
				44,5													
			1-1/2"	48,3	40				11,0	9 x 48	50	14,5	13 x 48	40	22,5	19 x 48	24
2-1/8"	54	50		54,0					11,5	9 x 54	46	14,5	13 x 54	34	23,0	19 x 54	24
2-3/8"	57	50		57,0													
			2"	60,3	50				11,5	9 x 60	46	15,0	13 x 60	32	23,5	19 x 60	22
2-5/8"	64			63,5					11,5	9 x 64	46	15,0	13 x 64	30	23,5	19 x 64	18
	70			70,0					11,5	9 x 70	40	15,0	13 x 70	26	24,0	19 x 70	18
3"	76,1	65	2-1/2"	76,1	65				11,5	9 x 76	40	15,0	13 x 76	26	24,0	19 x 76	18
	80											15,5	13 x 80	24	24,5	19 x 80	14
3-1/2"	88,9	80	3"	88,9	80				11,5	9 x 89	30	15,5	13 x 89	24	24,5	19 x 89	14
			3-1/2"	101,6/104,3					12,0	9 x 102	22	15,5	13 x 102	16	25,0	19 x 102	14
4"	108	100		108,0								15,5	13 x 108	16	25,0	19 x 108	12
4-1/2"	114	100	4"	114,3	100				12,0	9 x 114	22	16,0	13 x 114	16	25,5	19 x 114	12
				125,0								16,0	13 x 125	12	26,0	19 x 125	10
	133	125		133,0								16,0	13 x 133	12	26,0	19 x 133	8
			5"	139,7	125				12,0	9 x 140	16	16,0	13 x 140	12	26,0	19 x 140	8
	159	150		160,0								16,0	13 x 160	12	26,0	19 x 160	8
															26,0	19 x 168	6

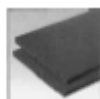
K-FLEX ST – ROLLOS AUTOADHESIVOS



Rollos alto 1 m color negro.
Reacción al fuego M1
Suministramos rollos de 1,5 m
alto, bajo demanda

tipo	Espesor mm	Formato m	m ² /cartón
PL/R06	6	30 x 1	30
PL/R10	10	20 x 1	20
PL/R13	13	14 x 1	14
PL/R19	19	10 x 1	10
PL/R25	25	8 x 1	8
PL/R32	32	6 x 1	6
PL/R40	40	4 x 1	4
PL/R50	50	4 x 1	4

K-FLEX ST – PLANCHAS



Planchas de 2x1 m color negro.
Reacción al fuego M1

tipo	Espesor mm	Formato m	m ² /cartón
PL/06	6	2 x 1	48
PL/10	10	2 x 1	32
PL/13	13	2 x 1	24
PL/19	19	2 x 1	16
PL/25	25	2 x 1	12
PL/32	32	2 x 1	10

PROBLEMÁTICAS DE CORROSIÓN SOBRE TUBERÍAS DE COBRE Y ACERO

DIN 1988/7 (normas técnicas para instalación de tuberías de agua potable, a fin de evitar daños por corrosión y la formación de incrustaciones).

"Tubazioni in edifici" edición Diciembre 1988.

"Los materiales aislantes para tuberías de cobre deben estar libres de nitrilo y pueden contener un porcentaje máximo de amoníaco que no supere el 0,2%.

Los materiales aislantes para tuberías de acero inoxidable no deben superar un porcentaje máximo de iones de cloruro hidrosolubles de 0,05%".

K-FLEX ST fue certificado con fecha 20/7/94 como material aislante que respeta las exigencias de dicha norma.

Certificado nº 94 0687.



- Gráficas de propiedades del Propilenglicol:

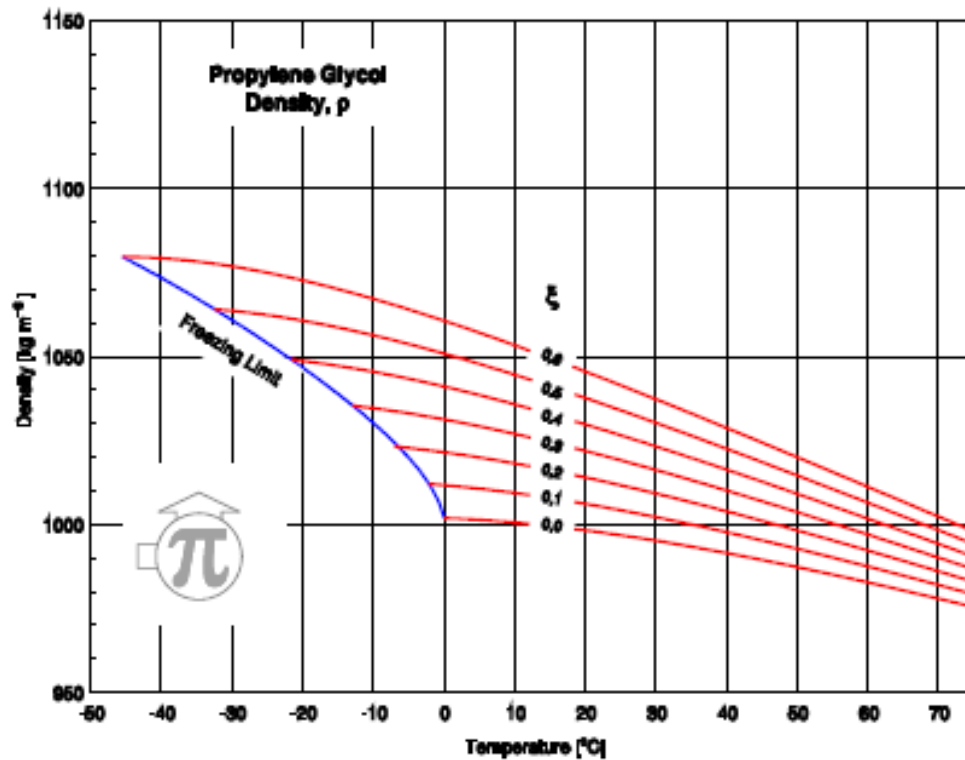


Fig. 7 - Density of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

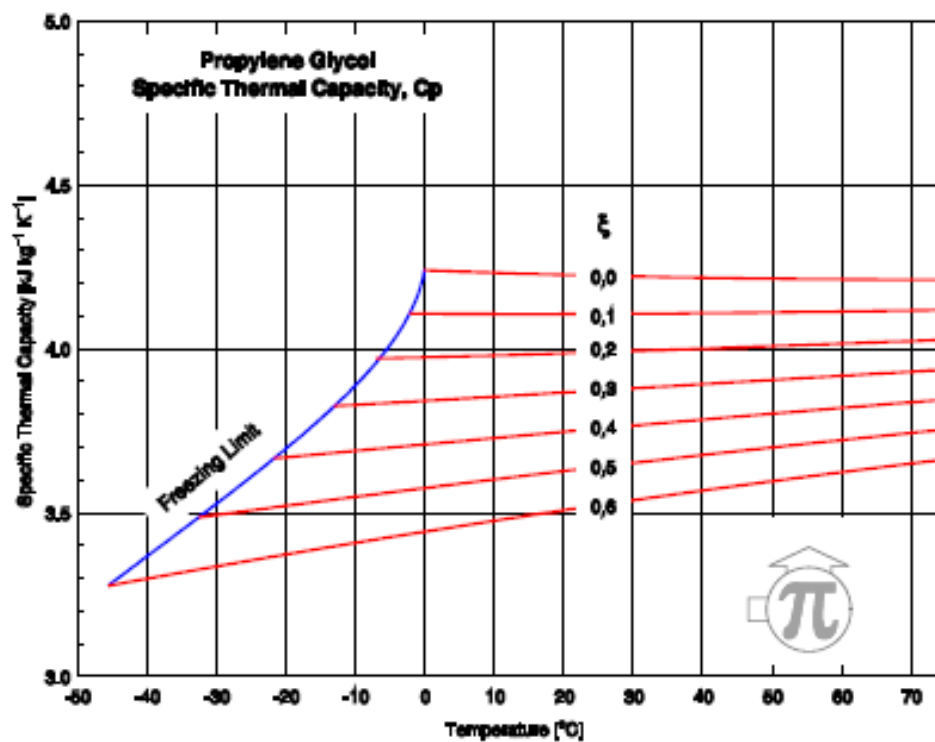


Fig. 8 - Specific thermal capacity of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

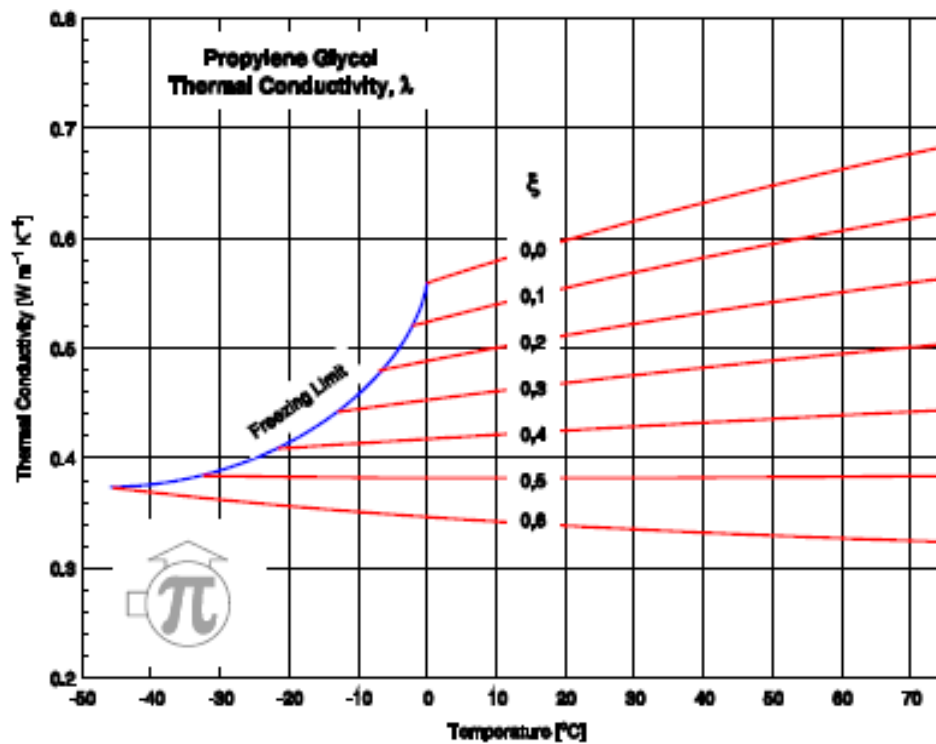


Fig. 9 - Thermal conductivity of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

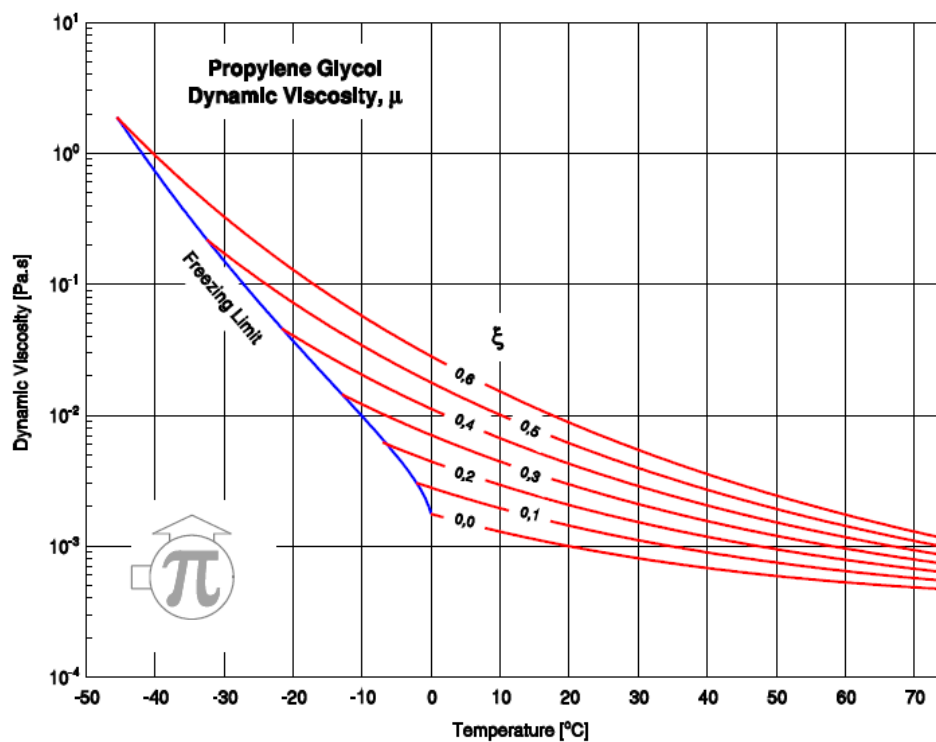


Fig. 10 - Dynamic viscosity of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

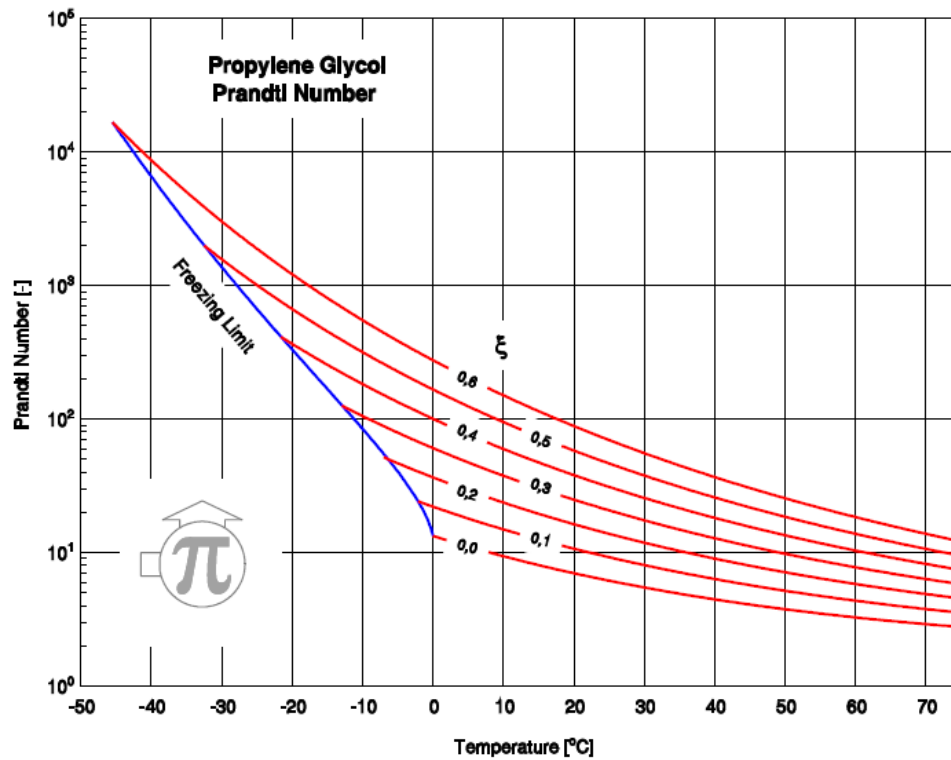


Fig. 11 - Prandtl number of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

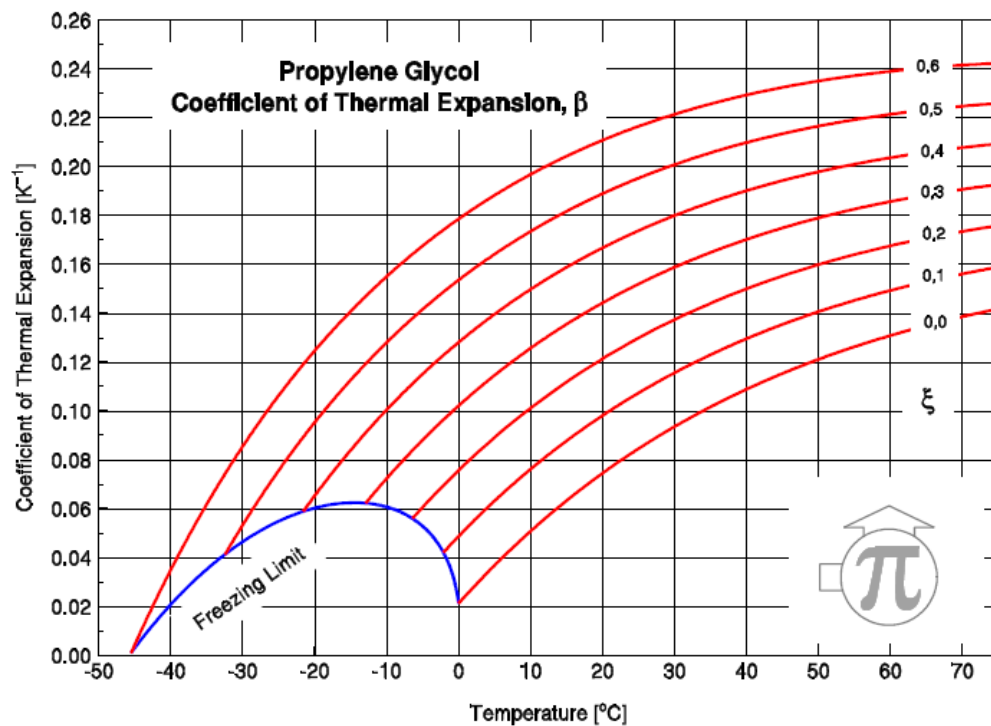
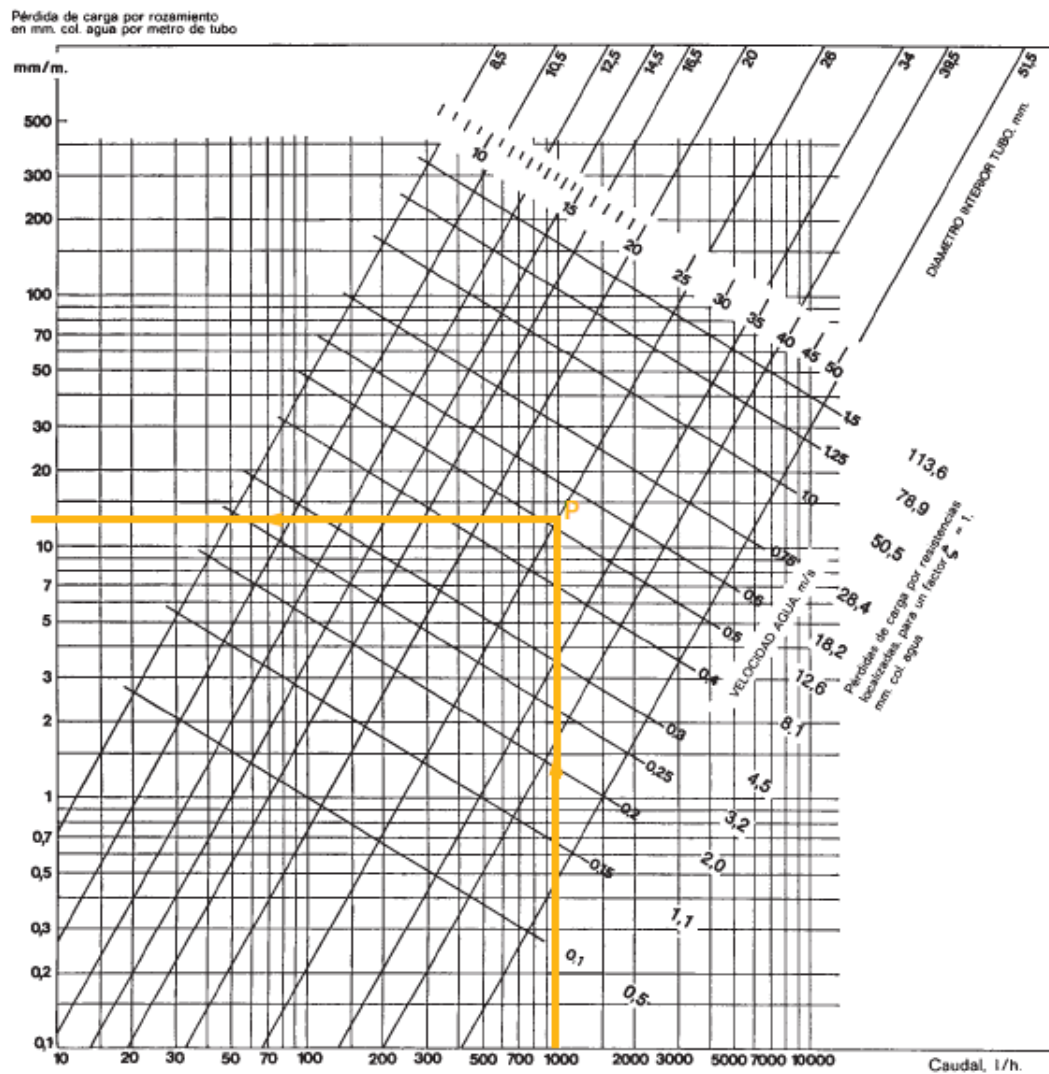


Fig. 12 - Coefficient of thermal expansion of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

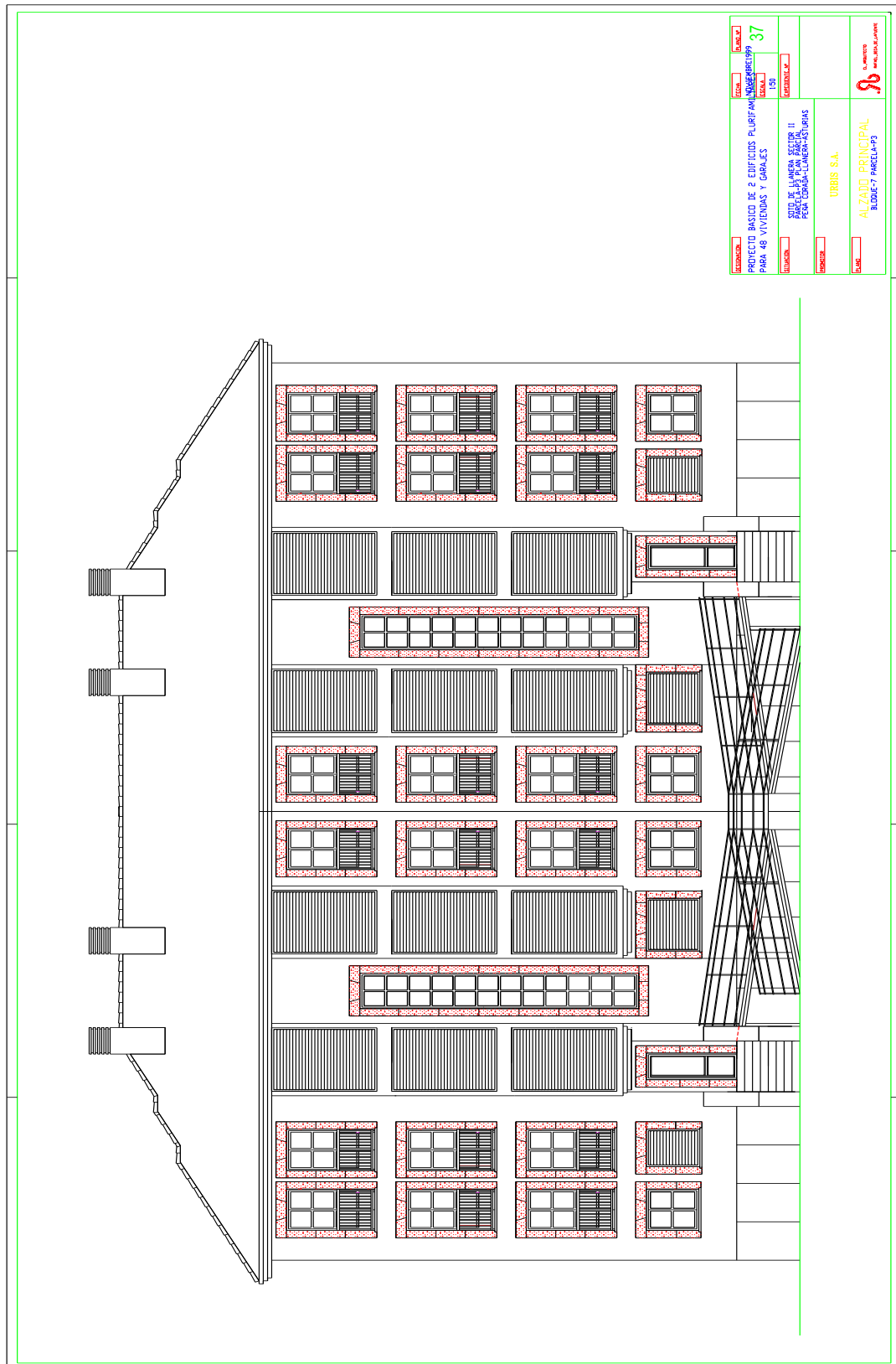


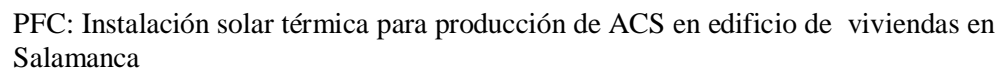
- Gráfica de pérdida de carga del cobre:





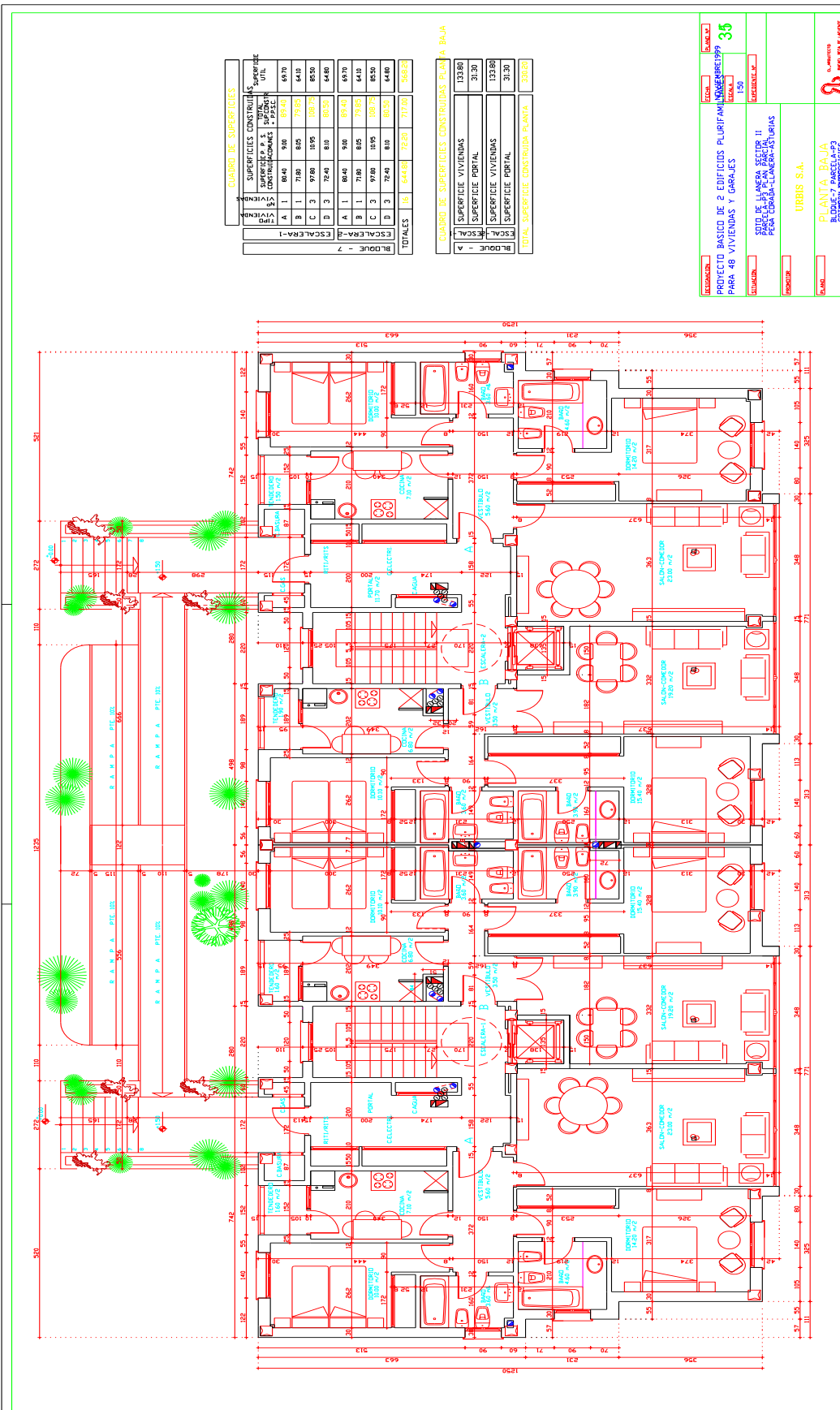
- Planos del edificio







PFC: Instalación solar térmica para producción de ACS en edificio de viviendas en Salamanca





9. BIBLIOGRAFÍA Y DOCUMENTACIÓN

- “Fundamentos de transferencia de calor”, Frank P. Incropera, David P. DeWitt.
- PFC “Instalación solar térmica para producción de ACS en edificio de viviendas en Córdoba”. Álvaro de Pedraza Hernández.
- PFC “Diseño de instalación solar térmica de baja temperatura para ACS con colectores planos en una vivienda multifamiliar en Pinto “. Mario García Gordo
- PFC “Diseño de una instalación solar térmica para la producción de ACS en una vivienda unifamiliar de Don Benito (Badajoz)”. Alberto Cordero González
- Apuntes de la asignatura “Ingeniería Térmica I”.
- Apuntes de la asignatura “Energías Renovables”
- Apuntes de la asignatura “Ingeniería Fluidomecánica”
- Código Técnico de la Edificación
- Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE)
- Documento Técnico de Instalaciones en la edificación DTIE 1.01. “Preparación de agua caliente para usos sanitarios”.
- Documento Técnico de Instalaciones en la edificación DTIE 8.03. “Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria”.
- Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura.
- Manual Técnico Energía Solar 3^a edición Salvador Escoda

Páginas web:

Proveedores:

- www.salvadorescoda.es
- www.sonnenkraft.es
- www.alfalaval.es
- www.grundfos.es
- www.reycalsa.es



Otros:

- www.solarweb.net
- www.tutiempo.net
- www.agenbur.com (MARZO 2009)
- www.solarenergy.ch
- <http://bocyl.jcyl.es/> Boletín Oficial de Castilla y León
- www.gasnatural.es
- www.mityc.es
- http://www.coag.es/normativa/archivos_proyecto/9/UNE_12300119941.pdf



REFERENCIAS

- [1] BP Statistical Review of World Energy
- [2] Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. IDEA
- [3] Código Técnico de la Edificación (CTE)
- [4] Censolar
- [5] DTIE 8.03
- [6] M.Conde Engineering
- [7] Pliego Condiciones Técnicas Solar Baja Temperatura
- [8] www.tutiempo.net (Datos históricos 2007)
- [9] Incropera
- [10] Plan Solar Castilla y León, Línea I
- [11] www.gasnatural.es



NOMENCLATURA

PIB: Producto interior bruto

GEI: Gases Efecto Invernadero

IDAE: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía

CTE: Código Técnico de la Edificación

ACS: Agua Caliente Sanitaria

HE: Ahorro de Energía

FO: Factor de Ocupación

FC: Factor de centralización

DTIE: Documento Técnico de la Instalación en la Edificación

PVC: Policloruro de vinilo

EST: Actuación

ESE: Empresa de Servicios Energéticos

VAN: Valor Actual Neto

IVA: Impuesto de valor añadido

c.n.: Condiciones normales